

Entwicklung und Bewertung von Verfahrensansätzen
zur Erzeugung von thermischer und elektrischer Energie
in regenerativen thermischen Abgasreinigungseinrichtungen

Dissertation

zur Erlangung des Doktorgrades
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von

Sven Walter Heinrich Meyer

aus

Holzminden

genehmigt von

der Fakultät für Energie- und Wirtschaftswissenschaften
der Technischen Universität Clausthal

Tag der mündlichen Prüfung

08. August 2017

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.dnb.de> abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliografie; detailed bibliographic data are available in the Internet at <http://dnb.dnb.de>.

Dekan der Fakultät für Energie- und Wirtschaftswissenschaften:	Prof. Dr. rer. nat. habil. Bernd Lehmann Technische Universität Clausthal
Vorsitzender der Promotionskommission:	Prof. Dr. rer. nat. habil. Hans-Jürgen Gursky Technische Universität Clausthal
Hauptberichterstatte:	Prof. Dr.-Ing. Otto Carlowitz Technische Universität Clausthal
Mitberichterstatte:	Prof. Dr.-Ing. Bernd Sankol HAW Hamburg

Dissertation Technische Universität Clausthal 2017

D 104

© **PAPIERFLIEGER VERLAG** GmbH, Clausthal-Zellerfeld, 2017
Telemannstraße 1 · 38678 Clausthal-Zellerfeld
www.papierflieger.eu

Urheberrechtlich geschützt, alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Wege (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2017

ISBN 978-3-86948-594-2

„Erfolgreich sind wir nur da, wo wir nutzen, nicht, wo wir ausnutzen.“

Werner von Siemens

(1816-1892)

Zusammenfassung

Die Thermische Nachverbrennung stellt ein Abgasreinigungsverfahren dar, das in vielen Industriebranchen zum Standard gehört. Insbesondere die Regenerative Thermische Oxidation (RTO) ist dabei durch geringe Betriebsmittelkosten gekennzeichnet, da sich einerseits ein autothermer Betrieb schon bei geringen Beladungen an organischen Lösemitteln realisieren lässt und andererseits durch den heißen Bypass Prozesswärme ausgekoppelt werden kann. Untersuchungen und Berechnungen haben gezeigt, dass bei bestimmten verfahrenstechnischen Randbedingungen die Prozesswärmeerzeugung durch eine Heißgasaukoppelung effizienter ist als die separate Erzeugung in einem direktbefeuerten Kessel.

Diese Erkenntnis lässt Überlegungen lohnenswert erscheinen, verschiedene Verfahrensalternativen zur Integration eines Kreisprozesses mit der Erzeugung elektrischer Energie in den heißen Bypass einer RTO zu diskutieren und hinsichtlich ihrer Effizienz zu bewerten.

Der Clausius-Rankine-Prozess stellt einen klassischen Dampfkraftprozess dar, bei dem ein System aus Economizer, Verdampfer und Überhitzer in den heißen Bypass integriert werden kann.

Der Joule-Prozess als offener Gasturbinenprozess kann als eine denkbare Alternative verstanden werden. Hier wird die Brennkammer der Gasturbine durch einen Wärmeübertragungsapparat im heißen Bypass ersetzt.

Zusammenfassend ergeben sich auf der Basis von Parametervariationen durch Simulationsrechnungen folgende weiterführende Erkenntnisse:

- Die erzeugte Menge an elektrischer Energie ist im Dampfkraftprozess erheblich größer als im Gasturbinenprozess. Dafür muss die benötigte Prozesswärme in einem direktbefeuerten Kessel separat bereitgestellt werden. Somit eignet sich diese Verfahrensalternative eher für Produktionen mit einem kleineren bis mittleren Wärmebedarf und hohen spezifischen Kosten für elektrische Energie.
- Die Integration einer Gasturbine in den heißen Bypass einer RTO ermöglicht die parallele Erzeugung von elektrischer und thermischer Energie. Hier sind jedoch technische Herausforderungen zur Integration des Wärmeübertragungsapparates zu beachten.

Die Betrachtung der einzelnen Szenarien zeigt, dass die organischen Lösemittel einen Wertstoff darstellen, der – sofern es technisch und wirtschaftlich möglich ist – primär zurückgewonnen werden sollte, um im Produktionsprozess erneut eingesetzt zu werden. Durch die Lösemittelrückgewinnung wird der größte Nutzen für die CO₂-Bilanz erzielt. Die Stromerzeugung ist jedoch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten insbesondere dann vorteilhaft, wenn eine große Preisdifferenz zwischen den Bezugspreisen für elektrische Energie und Erdgas gegeben ist. Zugehörige Entwicklungen können sich kurz- bis mittelfristig als Folge energiepolitischer Rahmenbedingungen mit Blick auf den Ausbau erneuerbarer Energien ergeben.

Summary

Thermal post-combustion is an exhaust gas purification process that is standard in many industrial sectors. In particular, the regenerative thermal oxidation (RTO) is characterized by low operating costs because, on the one hand, autothermal operation is possible even at low loads of organic solvents, and process heat can be coupled out on the other hand by the hot bypass. Studies and calculations have shown that, with certain process engineering conditions, the process heat generation by hot gas decoupling is more efficient than the separate production in a direct-fired boiler.

This finding makes it worthwhile to discuss various process alternatives for the integration of a circular process with generation of electrical energy into the hot bypass of an RTO and to evaluate its efficiency.

The Clausius-Rankine process is a classical steam power process consisting of an economizer, an evaporator and a superheater in the hot bypass.

The Joule process as an open gas turbine process is a feasible alternative. Here, the combustion chamber of the gas turbine is replaced by a heat exchanger in the hot bypass.

In summary, the following findings are obtained on the basis simulation calculations:

- The generated amount of electrical energy is considerably greater in the steam power process than in the gas turbine process. For this, the required process heat must be provided separately in a direct-fired boiler. Thus, this process alternative is more suitable for productions with a smaller to medium heat requirement and high specific costs for electrical energy.
- The integration of a gas turbine into the hot bypass of an RTO enables parallel generation of electrical and thermal energy. However, technical challenges for the integration of the heat transfer device have to be considered here.

The analysis of the individual scenarios also shows that the organic solvents are a valuable material that, if technically and economically possible, should be primarily recovered in order to be reused in the production process. Solvent recovery means that the greatest benefit to the carbon footprint is achieved. Electricity generation, however, is advantageous from an economic point of view, in particular when a large price difference between the reference rates for electrical energy and natural gas exist. Associated developments can arise in the short to medium term as a result of the energy policy framework conditions with a view to the expansion of renewable energies.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Umweltwissenschaften (IUW) der Technischen Universität Clausthal.

Als erstes möchte ich einen sehr großen Dank Herrn Professor Dr.-Ing. Otto Carlowitz aussprechen. Er hat es mir ermöglicht, eine zweite Dissertation zu schreiben. Ihm habe ich nicht nur für die zahlreichen und auch sehr ausführlichen Diskussionen, sondern auch für die stets faire, angenehme, kollegiale und menschliche Zusammenarbeit während meiner Zeit am IUW ganz herzlich zu danken.

Ein weiterer besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Bernd Sankol, HAW Hamburg. Er war sofort bereit, das Korreferat zu übernehmen und hat mir mit vielen Anmerkungen zum Dampfkraftprozess sehr geholfen.

Die nächste Danksagung gilt meiner Kollegin Frau Karin Bock. Sie hat mir im Institut immer wieder den Rücken freigehalten, so dass ich Zeit für diese Arbeit finden konnte. Liebe Karin: Dafür ein herzliches Dankeschön!

Die vorliegende Dissertation greift Erkenntnisse der „alten“ Arbeitsgruppe „Stationäre Abgasreinigungstechnik“ der Clausthaler Umwelttechnik-Institut GmbH auf. Ich bin den nachfolgenden Kollegen für die Diskussionen dankbar:

Karl-Heinz Dammeyer, Dr.-Ing. Olaf Neese, Lukasz Piech und Professor Dr.-Ing. Torsten Reindorf.

Annett Wollmann, Joana Leefmann und Carsten Heinisch gilt ein weiterer Dank für intensive Diskussionen und Anmerkungen zu dieser Arbeit.

Angestoßen wurden die Überlegungen dieser Arbeit durch einen Hinweis von Dr. rer. oec. Tobias Albrecht und Stefan Hermann zum Einfluss der Energiewende auf die elektrische und thermische Energiepreisentwicklung.

Ferner möchte ich auch Dr.-Ing. Bernd Schricker und Christoph Bischoff nicht vergessen und mich bei ihnen für die Diskussion zur Realisierbarkeit von Wärmeübertragungsapparaten im heißen Bypass von RTO-Anlagen bedanken.

Zum Schluss gilt ein besonderes „Dankeschön“ meinen Eltern, die mich auf meinem Weg stets begleitet, an mich geglaubt und mich immer unterstützt haben.

Allen nochmals meinen herzlichen Dank!

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	I
Summary	III
Danksagung	V
Inhaltsverzeichnis	VII
Bild- und Tabellenverzeichnis	IX
Symbolverzeichnis	XI
1. Einleitung und Zielsetzung	1
2. Verfahren zur Reduzierung von Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen	7
2.1 Verfahren der Stoffrückgewinnung	7
2.1.1 Prozessinterne Aufkonzentration	8
2.1.2 Externe Aufkonzentration	10
2.2 Verfahren der Detoxifikation (Entsorgung)	13
2.2.1 Biologische Verfahren	13
2.2.2 Nicht-thermisches Plasma	13
2.2.3 Katalytische Verfahren	13
2.2.4 Thermische Verbrennung	14
2.3 Verfahrensauswahl	15
2.3.1 Anwendungsfall	15
2.3.2 Verfahren der Lösemittelrückgewinnung	16
2.3.3 Verfahren der Detoxifizierung	17
2.4 Vergleich von Lösemittelrückgewinnung und thermischer Nachverbrennung	18
2.4.1 Konzept der Lösemittelrückgewinnung	18
2.4.2 Konzept der Entsorgung (Regenerative Thermische Oxidation)	19
2.4.3 Bilanzierung und Bewertung	20
2.5 Möglichkeiten der Prozesswärmebereitstellung	25
2.5.1 Ausgangssituation	25
2.5.2 Direktbefeuerteter Thermalölkessel	26
2.5.3 Prozesswärmeauskopplung im heißen Bypass einer RTO	28
2.5.3.1 Prozesswärmeauskopplung bei Nennlastbetrieb der RTO	28
2.5.3.2 Prozesswärmeauskopplung bei Teillastbetrieb der RTO	31
2.5.4 Berechnung und Bewertung	32
2.5.4.1 Ergebnisse der Berechnungen	32
2.5.4.2 Diskussion und Bewertung	35
2.5.5 Resümee	36
3. Konzepte zur Erzeugung elektrischer Energie im heißen Bypass einer RTO	37
3.1 Ausgangssituation	37
3.2 Verfahrensübersicht	38
3.2.1 Stirling-Motor	38
3.2.2 Dampfkraftprozess	38
3.2.3 Gasturbinenprozess	39

3.2.4 Weitere Möglichkeiten	39
3.3 Verfahrensalternativen	40
3.3.1 Regenerative Thermische Oxidation	41
3.3.2 Dampfkraftprozess	41
3.3.3 Gasturbinenprozess	44
3.4 Berechnung des Dampfkraftprozesses	45
3.4.1 Modellbildung	45
3.4.2 Berechnung	49
3.4.2.1 Vorgehen	49
3.4.2.2 Leistung des Überhitzers W203	51
3.4.2.3 Leistung des Verdampfers W202	51
3.4.2.4 Leistung des Economizers W201	52
3.4.2.5 Leistung der Turbine T210	52
3.4.3 Ergebnisse	54
3.5 Berechnung des offenen Gasturbinenprozesses	58
4. Berechnung von Szenarien	61
4.1 Szenarien	61
4.2 Szenario 1: Prozesswärmeerzeugung	61
4.3 Szenario 2: Stromerzeugung im Dampfkraftprozess	64
4.4 Szenario 3: Strom- und Prozesswärmeerzeugung im Gasturbinenprozess	66
4.5 Szenario 4: Lösemittelrückgewinnung	68
4.6 Zusammenfassung der Szenarien	69
5. Darstellung der Ergebnisse und Diskussion	71
5.1 Wirkungsgrade	71
5.2 Wirtschaftlichkeit	73
5.2.1 Lösemittel als Wertstoff	73
5.2.2 Lösemittel als Abfallstoff	77
5.2.3 Verfahrensmodifikation des Joule-Prozesses	83
5.3 Ökologie	84
6. Fazit und Ausblick	87
Literaturverzeichnis	91
Anhang	97

Bild- und Tabellenverzeichnis

Bild 1: Schema eines Produktionsprozesses im Hinblick auf Stoffströme (in Anlehnung an [1, 2])	1
Bild 2: Emissionen ausgewählter Luftschadstoffe in Deutschland [27]	3
Bild 3: Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen ohne Methan (NMVOC) nach Quellkategorien [27]	4
Bild 4: Verfahren zur Behandlung von Abgasen mit organischen Inhaltsstoffen [35]	7
Bild 5: Entscheidungsschema zur Rückgewinnung organischer Einsatzstoffe	8
Bild 6: Vereinfachtes Schema eines Trockners (a) mit indirekter Beheizung und (b) direkter Befeuerung	9
Bild 7: Systeme zur externen Aufkonzentration [36]	12
Bild 8: Wärmeabnahme in Abhängigkeit vom Abluftvolumenstrom (verändert nach [48])	15
Bild 9: Verfahrensansatz für Absorberkaskade einer Hauptausführung [55]	19
Bild 10: Schema einer Regenerativen Thermischen Oxidation (RTO) mit Prozesswärmeauskopplung [34]	20
Bild 11: Energieflüsse der Lösemittelrückgewinnung (nach [55])	23
Bild 12: Gegenüberstellung der Kosten für einen 5-jährigen Betrieb von Lösemittelrückgewinnung und RTO	24
Bild 13: RTO-System und Prozesswärmeerzeugung [34]	26
Bild 14: Zur Bilanzierung des direkt befeuerten Wärmeträgererhitzers [34]	26
Bild 15: RTO-Ersatzsystem für vereinfachte Betrachtungen [34]	28
Bild 16: Wirkungsgrad der Prozesswärmeerzeugung innerhalb der RTO-Anlage	33
Bild 17: Wirkungsgrade für die Prozesswärmeerzeugung bei verschiedenen Auskopplungen im heißen Bypass, unterschieden nach Austrittstemperatur nach Wärmeübertragungsapparat W2	35
Bild 18: Entwicklung der industriellen Energiebezugspreise [31]	37
Bild 19: Verfahrensalternativen zur Erzeugung elektrischer Energie im heißen Bypass einer RTO	41
Bild 20: Verfahrensschema zur Erzeugung elektrischer Energie mittels Clausius-Rankine-Prozess im heißen Bypass	42
Bild 21: Clausius-Rankine-Prozess im T-s-Diagramm (schematisch, vereinfacht)	43
Bild 22: Modifizierter, idealisiert dargestellter offener Joule-Prozess als Verfahrensschema (links) und im T-s-Diagramm (rechts)	44
Bild 23: Iterationsschema zur Lösung des Gleichungssystems	50
Bild 24: Temperatur des überhitzten Dampfes ϑ_7 und Temperatur des abgekühlten Reingases ϑ_{19} in Abhängigkeit des Volumenstromes im heißen Bypass VG	55
Bild 25: Massenströme im Dampf- Kreislauf in Abhängigkeit von Volumenstrom im heißen Bypass VG	56
Bild 26: Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm für die Kopplung von heißem Bypass und Dampfkreislauf bei Nennlast	56
Bild 27: Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm für die Kopplung von heißem Bypass und Dampfkreislauf bei Teillast	57
Bild 28: Leistung der Turbine im Dampfkreislauf in Abhängigkeit vom Druck des Dampfes und vom Reingasvolumenstrom im heißen Bypass	58
Bild 29: Turbinenleistung und Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Turbineneintrittstemperatur und Druck p_2	60
Bild 30: In- und Output der RTO und verschiedener Verfahrensansätze	71
Bild 31: Darstellung der einzelnen Kostenarten für die verschiedenen Szenarien	77
Bild 32: Betriebsmittelkosten der Szenarien (Annahme: Lösemittel als Abfallstoff)	78
Bild 33: Erlöse in Abhängigkeit von Preis für die elektrische Energie (nur die Varianten c/d dargestellt)	79
Bild 34: Resultierende Kosten in Abhängigkeit vom Preis der elektrischen Energie	79
Bild 35: Einfluss des Erdgaspreises auf die Erlöse der einzelnen Verfahrensvarianten	81
Bild 36: Erlöse der Verfahrensvarianten 2c und 2d in Abhängigkeit vom Prozesswärmebedarf	82
Bild 37: Alternatives Verfahrensschema für den Gasturbinenprozess	83
Bild 38: Bilanzierung der CO ₂ -Äquivalente der Vergleichsszenarien	84

<i>Tabelle 1: Bilanzierung der RTO und Lösemittelrückgewinnung</i>	22
<i>Tabelle 2: Übersicht der Betriebsmittelkosten von RTO und Lösemittelrückgewinnung</i>	24
<i>Tabelle 3: Übersicht über Größen im Gleichungssystem</i>	50
<i>Tabelle 4: Szenarien für die Bewertung der Vergleichskonzepte</i>	62
<i>Tabelle 5: Zusammenfassung der Szenarien 1a bis 3f (CRP: Clausius-Rankine-Prozess, Joule: Joule-Prozess)</i>	70
<i>Tabelle 6: Übersicht der Wirkungsgrade</i>	74
<i>Tabelle 7: Betriebsmittelkosten der Verfahrensvarianten in den Szenarien</i>	76
<i>Tabelle 8: Übersicht der CO₂-Äquivalente in der Bilanzierung der Szenarien</i>	86

Symbolverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A	$[m^2]$	Wärmeübertragende Fläche
C	$[-]$	Kohlenstoff
\dot{E}	$[W]$	Energiestrom
H	$[-]$	Wasserstoff
\dot{H}	$[W]$	Enthalpiestrom
H_i	$[J \cdot kg^{-1}]$	Heizwert
L	$[-]$	Luftverhältnis
Nu	$[-]$	Nußelt-Zahl
O	$[-]$	Sauerstoff
\dot{Q}	$[W]$	Wärmestrom
Re	$[-]$	Reynolds-Zahl
T	$[K]$	Temperatur (Kelvin-Skala)
\dot{V}	$[m^3 \cdot h^{-1}]$	Volumenstrom
a	$[-]$	Jahr
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
f	$[-]$	Hilfsfaktor
h	$[J \cdot kg^{-1}]$	Spezifische Enthalpie
h'	$[J \cdot kg^{-1}]$	Spezifische Enthalpie (wässrig)
h''	$[J \cdot kg^{-1}]$	Spezifische Enthalpie (dampfförmig)
k	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Wärmedurchgangskoeffizient
l	$[-]$	Spezifischer Luftbedarf
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Massenstrom
n	$[-]$	Exponent
p	$[bar]$	Druck
q	$[J]$	Spezifische Wärme
s	$[m]$	Wanddicke (im Fall von s/λ)
s	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Spezifische Entropie
s'	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Spezifische Entropie (wässrig)
s''	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Spezifische Entropie (dampfförmig)
Δ	$[-]$	Differenz (allgemein)
Ω	$[kW \cdot h \cdot 1000^{-1} \cdot m_n^{-3}]$	Spezifische Kenngröße
α	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Wärmeübergangskoeffizient
ε	$[-]$	Transmissionswärmeverluste als Anteil von übertragenem Wärmestrom
κ	$[-]$	Isentropenkoeffizient
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Wärmeleitkoeffizient der Wandung im Apparat zur Wärmeübertragung
η	$[-]$	Wirkungsgrad
ϑ	$[^{\circ}C]$	Temperatur (Celsius-Skala)
$\Delta \dot{m}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	Teilmassenstrom
$\Delta \vartheta$	$[K]$	Temperaturdifferenz
v	$[-]$	Spezifische Abgasmenge
w	$[J]$	Spezifische Arbeit
x, y, z	$[-]$	Proportionalitätsfaktor

Index	Bedeutung
Ab	Abgas
Al	Abluft
B	Brennstoff
CRP	Clausius-Rankine-Prozess
DE	Dampferzeuger
DW	Druckwasser
E	Erdgas
Er	Erhitzer
G	Gas
Gen	Generator
Joule	Joule-Prozess
K	Kondensator
L	Luft
LM	Lösemittel
NL	Nennlast
P	Pumpe
R	Reingas
RTO	Regenerative Thermische Oxidation
S	Schlitzluft
T	Turbine
TL	Teillastmassenstrom
Tr	Transmission
TÖ	Thermalöl
V	Verdichter
VS	Verdampfte Substanzen
WD	Wasser (bzw. Dampf)
W	Wärmeübertragungsapparat
a	außen
ab	abgeführt
e, el	elektrisch
f	feucht
i	innen
isen	isentropische Zustandsänderung
ges	gesamt
m	mittlere
mH	mit Heißgasauskopplung
min	minimal
n	Normzustand
oH	ohne Heißgasauskopplung
r	real
th	thermisch
ü	übertragen
zu	zugeführt
zus	zusätzlich
1, 2, 3, ...	laufender Index

1. Einleitung und Zielsetzung

Die Produktion von Waren und Gütern (veredelte Produkte) ist mit dem Anfall nicht benötigter, wertloser Nebenprodukte (Abfallstoffe) verbunden. Für einen Produktionsprozess benötigt man nach Bild 1 sowohl stofflichen als auch energetischen Input sowie Arbeitskräfte. Gleichzeitig werden neben dem Produkt und ggfs. Nebenprodukten auch Emissionen freigesetzt. Hierbei handelt es sich um feste, flüssige und gasförmige Stoffe. Feste Stoffe können Stanzrückstände, Fehlchargen oder Verbrauchsmaterialien sein. Flüssige Medien sind Prozess-, Kühl-, Abwässer etc. Bei den gasförmigen Emissionen wird zwischen gefassten und diffusen Quellen unterschieden. Im Produktionsprozess werden – z. B. durch eine Temperaturbehandlung – gasförmige Stoffe freigesetzt und abgeführt. Dies ist sowohl für die Produktqualität als auch aus Sicherheitsaspekten – u.a. des Arbeitsschutzes – notwendig. Die gefassten Quellen werden – sofern es sich um umweltrelevante Substanzen handelt – in der Regel einer Abgasreinigungseinrichtung zugeführt, um die gesetzlichen Anforderungen an Emissionswerte einzuhalten. Die diffusen Emissionen resultieren z. B. aus der Entlüftung der Produktionshalle, da der eigentliche Produktionsprozess meist nicht vollständig gekapselt werden kann.

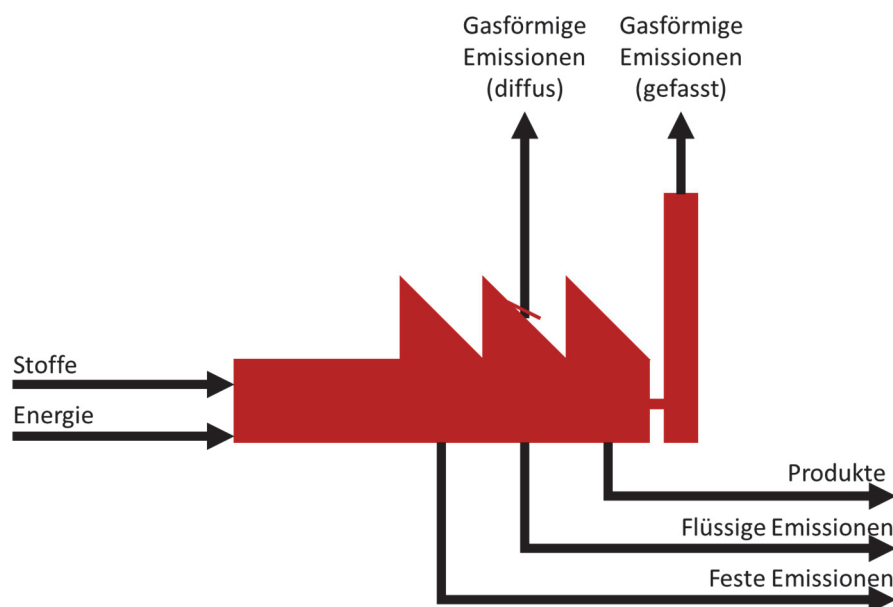


Bild 1: Schema eines Produktionsprozesses im Hinblick auf Stoffströme (in Anlehnung an [1, 2])

Der industrielle Aufschwung in der Bundesrepublik Deutschland in der zweiten Hälfte des 20. Jahrhunderts hat insbesondere im Ruhrgebiet, dem Zentrum der deutschen (Schwer-)Industrie, zu erheblichen Umweltauswirkungen geführt und damit das Lebensumfeld beeinträchtigt.

„Der „Smog“-Begriff („Winter-Smog“) ist untrennbar mit der wirtschaftlichen Entwicklung verbunden. Die Ursachen des Smogs und die damit verbundenen Auswirkungen auf Menschen und Umwelt sind

u.a. in [3] dargestellt. Emissionen von Staub, Schwefeldioxid und weiteren Stoffen führen insbesondere bei Inversionswetterlagen zu einer erheblichen Belastung der Bewohner im nahen Umfeld von Industriebetrieben. Aus der Umweltsituation in den 1960er und 1970er Jahren resultiert schließlich die Smog-Verordnung des Landes Nordrhein-Westfalen, die 1974 erlassen wurde [4].“ (zitiert nach [1])

Der Deutsche Bundestag hatte 1974 die erste Fassung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes beschlossen [5]. In den Anmerkungen zum Gesetz wird darauf hingewiesen, dass „der Schutz der Bevölkerung vor Umweltgefahren durch verunreinigte Luft [...] als Folgewirkung technischer Prozesse [...] zu einer gesundheitspolitischen und sozialen Aufgabe von besonderer Bedeutung geworden“ ist ([6], S. 23). Zu erwähnen seien dabei die Schaffung eines bundeseinheitlichen Gesetzeswerks sowie der *Grundsatz der Vorsorge*. ([6], S. 26) betont, dass die schädlichen Umweltauswirkungen von einer Vielzahl von Quellen hervorgerufen werden: Kraftwerke einschließlich Müllverbrennungsanlagen, große Industriewerke, kleine gewerbliche Betriebe etc. Darüber hinaus sind auch die Stoffe, „die die natürliche Zusammensetzung der Luft verändern“, vielfältig ([6], S. 26).

Sowohl (Weiter-)Entwicklungen der Abluftreinigungsverfahren [7-18] als auch verschärfte gesetzliche Vorgaben (z. B. [19-23]) haben dazu geführt, dass sich die Emissionsproblematik in betroffenen Gegenden deutlich entspannt hat. In [24] ist die Wirkung gesetzlicher Vorgaben zu Emissionsbegrenzungen beispielhaft für Rheinland-Pfalz ausgewertet. Smog-Situationen in Deutschland sind rarer geworden und treten in der Regel nur noch mit langanhaltenden Inversionswetterlagen auf.

Das Problem muss insgesamt aber weiterhin als aktuell angesehen werden, wie beispielsweise im Dezember 2015 in Berichten aus verschiedenen Megacities in Asien deutlich wurde [25, 26]. Noch immer beeinträchtigen Immissionen den Lebensbereich von Menschen.

Das Umweltbundesamt veröffentlicht die Entwicklung der Emissionen verschiedener Stoffe und Stoffgruppen [27]. Dazu zählen Stickoxide (NO_x), Schwefeldioxid (SO_2), flüchtige organische Verbindungen ohne Methan (NMVOC), Ammoniak (NH_3) sowie partikuläre Emissionen (PM_{10} und $\text{PM}_{2,5}$). Ferner werden auch die Treibhausgas-Emissionen erfasst, wozu insbesondere Kohlenstoffdioxid- sowie Methan- und Distickstoffmonoxid-Emissionen gehören.

Die globalen Kohlenstoffdioxid-Emissionen werden indirekt durch die sogenannte Keeling-Kurve erfasst, die bis in die 1960er Jahre zurückreicht. Durch die Messungen vom U.S. Department of Energy (DOE) auf dem Mauna Loa (Hawaii) kann der kontinuierliche Anstieg des atmosphärischen Kohlenstoffdioxids von anfänglich etwa 320 ppm auf aktuell über 409 ppm [28] nachgewiesen werden. Auf dem Pariser Klimagipfel im Dezember 2015 wurde eine Reduzierung der klimaschädlichen Emissionen vereinbart, so dass der globale Temperaturanstieg auf deutlich unter 2 K begrenzt werden kann [29]. Es ist ebenfalls vorgesehen, ab 2050 die Netto-Emissionen auf null zu senken. „Es soll ein Gleichgewicht

zwischen anthropogenen Emissionen und der Aufnahme in Kohlenstoffdioxid-Senken wie Wäldern und unterirdischer Speicherung (Carbon Capture Storage) erreicht werden.“ (zitiert nach [1])

Die Emissionen von schädlichen Emissionen in Deutschland konnten von 1990 (als Referenzjahr) bis 2015 z. T. deutlich reduziert werden. In Bild 2 sind die Entwicklungen verschiedener Stoffklassen zusammengefasst. Hier wird deutlich, dass die zeitliche Entwicklung der einzelnen Luftschadstoffklassen nicht einheitlich verlief. Emissionen von Gesamtstaub und Schwefeldioxid konnten innerhalb weniger Jahre erheblich reduziert werden, was u. a. auf die Schließung von Betrieben der Schwerindustrie auf dem Gebiet der ehemaligen DDR zurückzuführen ist.

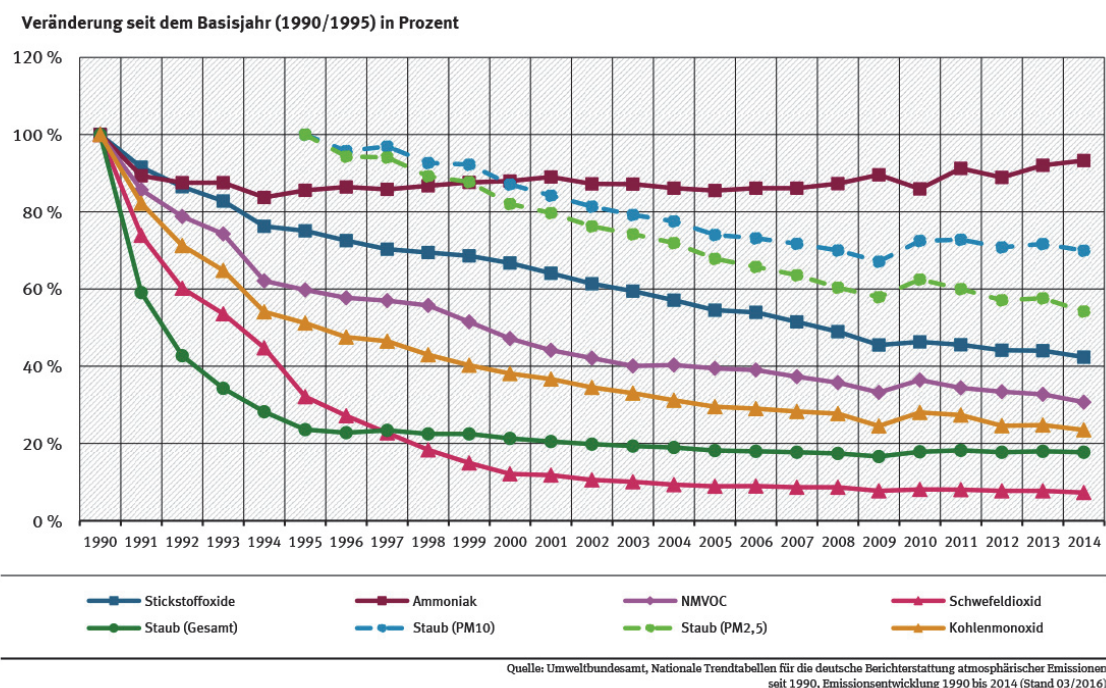


Bild 2: Emissionen ausgewählter Luftschadstoffe in Deutschland [27]

Im Fokus dieser Arbeit stehen die flüchtigen organischen Verbindungen ohne Methan, die als sogenannte NMVOC zusammengefasst sind. Zum Referenzjahr 1990 waren die Hauptquellen der NMVOC-Emissionen unvollständige Verbrennungsvorgänge, Kraftfahrzeugverkehr (Betrieb, Lagerung von Kraftstoff) sowie Produktionsprozesse. Aufgrund technischer und gesetzlicher Entwicklungen „ist heute die mit Abstand wichtigste Quellkategorie die Verwendung von Lösemitteln und lösemittelhaltigen Produkten“ [27]. Die Entwicklung der NMVOC-Emissionen ist in Bild 3 dargestellt.

Die Emissionen in dieser Schadstoffgruppe sind dabei seit 1990 kontinuierlich von ursprünglich 3.389 Tausend Tonnen auf aktuell 1.041 Tausend Tonnen im Jahr 2014 gesunken. Die Erfolge beziehen sich vorwiegend auf den Verkehrsbereich, in dem seit der flächendeckenden Einführung der Katalysatortechnik in den 1990er Jahren die Emissionen erheblich zurückgegangen sind. Auch die Emissionen

aus Industrieprozessen sind gesunken, um etwa 50 %. Ein Teil dieses Erfolges dürfte wiederum auf die Abwicklung von Betrieben in den Jahren nach der deutschen Einheit sowie auf den Strukturwandel im Ruhrgebiet zurückzuführen sein. Die 31. Verordnung zum Bundesimmissionsschutzgesetz (Verordnung zur Begrenzung der Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen bei der Verwendung organischer Lösemittel in bestimmten Anlagen) [30] hat seit ihrem Erlass im Jahr 2001 zu einer weiteren – wenn auch relativ geringen – Reduzierung der Emissionen im Industriebereich geführt.

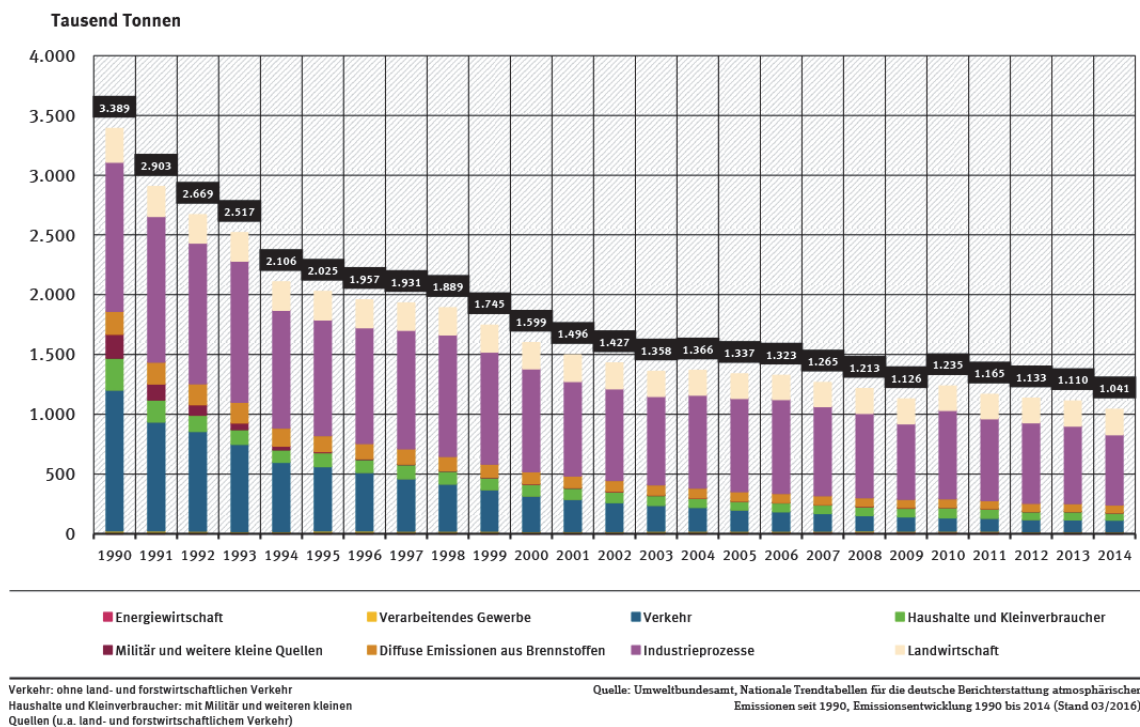


Bild 3: Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen ohne Methan (NMVOC) nach Quellkategorien [27]

Die Reduzierung von Emissionen aus den Produktionsprozessen ist auch deshalb eine Notwendigkeit, um die gesetzlichen Anforderungen zu erfüllen. Durch die Abluftreinigung wird jedoch i. d. R. kein Beitrag zur eigentlichen industriellen Wertschöpfung geliefert. Vielmehr wird der Produktionsprozess durch die Kapitalbindung für die Errichtung und den Betrieb der Abgasreinigungseinrichtung monetär belastet.

Ingenieurwissenschaftliches Ziel ist es immer, durch verfahrenstechnische Verbesserungen insbesondere den energetischen und damit monetären Aufwand von Abgasreinigungsanlagen zu reduzieren. Dabei soll aber ein mindestens gleichbleibendes Schutzniveau für die Umwelt erhalten bleiben.

In Europa und insbesondere in Deutschland ist die Errichtung neuer Produktionsstätten (sog. Green-field-Anlagen) von nachgeordneter Bedeutung. Bei Investitionen hierzulande handelt es sich überwie-

gend um Ersatz und Modernisierung im Anlagenbestand (sog. Brownfield-Anlagen). Ferner ist es immer notwendig, den Anlagenbetrieb unter geänderten technischen wie auch wirtschaftlichen Randbedingungen neu zu bewerten, da sich i. d. R. seit der ursprünglichen Investitionsentscheidung erhebliche Änderungen ergeben haben.

Eine wesentliche Änderung infolge der sogenannten Energiewende in den letzten Jahren ist die unterschiedliche Entwicklung der industriellen Bezugspreise für Erdgas und elektrische Energie. Der Erdgaspreis hat sich – wie auch in Kapitel 3 dargestellt – in den letzten Jahren erheblich reduziert und liegt im industriellen Bereich aktuell unter 3 Cent/kWh (einschl. Verbrauchssteuern, ohne Umsatzsteuer (USt.)). Hingegen kostet die elektrische Kilowattstunde mehr als 13 Cent (ebenfalls einschl. Verbrauchssteuern, ohne USt.) [31].¹ Bei den Bezugspreisen ergeben sich je nach Abnahmemenge und Region weitere Unterschiede.² Die unterschiedlichen Bezugspreise für Strom und Gas können somit die Attraktivität von dezentralen Kraftwärme-Kopplungen erhöhen, so dass Unternehmen verstärkt selber Wärme und Strom erzeugen.

Die vorliegende Arbeit greift nach einer Diskussion prinzipiell möglicher Verfahren an einem charakterisierenden Beispiel die Abluftreinigungstechnologie der Regenerativen Thermischen Oxidation (RTO) mit der Heißgasauskopplung im heißen Bypass auf. RTO-Anlagen sind für zahlreiche Anwendungsfelder der industriellen Abluftreinigung eine Standard-Technologie mit relativ geringen Betriebsmittelkosten. Durch die integrierte Heißgasauskopplung steht ein Reingas mit mehr als 850 °C zur Prozesswärmeerzeugung zur Verfügung. Obwohl die RTO-Technologie schon seit mehreren Jahrzehnten betriebssicher eingesetzt wird, ist die Regelung der Heißgasauskopplung immer noch ein Gegenstand von Forschungsanstrengungen [32-34]. Aus diesen Arbeiten ergeben sich verbesserte Regelungsansätze – auch an Bestandsanlagen –, die die Wirtschaftlichkeit verbessern. In dieser Arbeit werden verschiedene Nutzungskonzepte für die Heißgasauskopplung diskutiert, die sowohl die direkte Prozesswärmeerzeugung als auch die Erzeugung elektrischer Energie umfassen.

¹ Der Strompreis enthält neben dem eigentlichen Bezugspreis für elektrische Energie noch Anteile für Netzentgelte, Umlagen zur Finanzierung der sog. Energiewende etc. Eine weitergehende Betrachtung einzelner Strompreiskomponenten findet in dieser Arbeit nicht statt.

² Für Großunternehmen in Südwestdeutschland sind Strompreise von bis zu 17 Cent/kWh in Kalkulationen anzusetzen, während gleichzeitig der Erdgaspreis mit etwa 2 Cent/kWh zu berücksichtigen ist. Daraus kann sich ggf. sogar mit einem elektrischen Wirkungsgrad von 20 % eine Wirtschaftlichkeit für Investitionen herleiten lassen.

2. Verfahren zur Reduzierung von Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen

Abgase mit organischen Inhaltsstoffen können nach [35] mit einer Vielzahl an Verfahren behandelt werden (Bild 4). Grundsätzlich lassen sich Verfahren mit dem Ziel der Stoffrückgewinnung und Verfahren der detoxifizierenden Entsorgung unterscheiden.

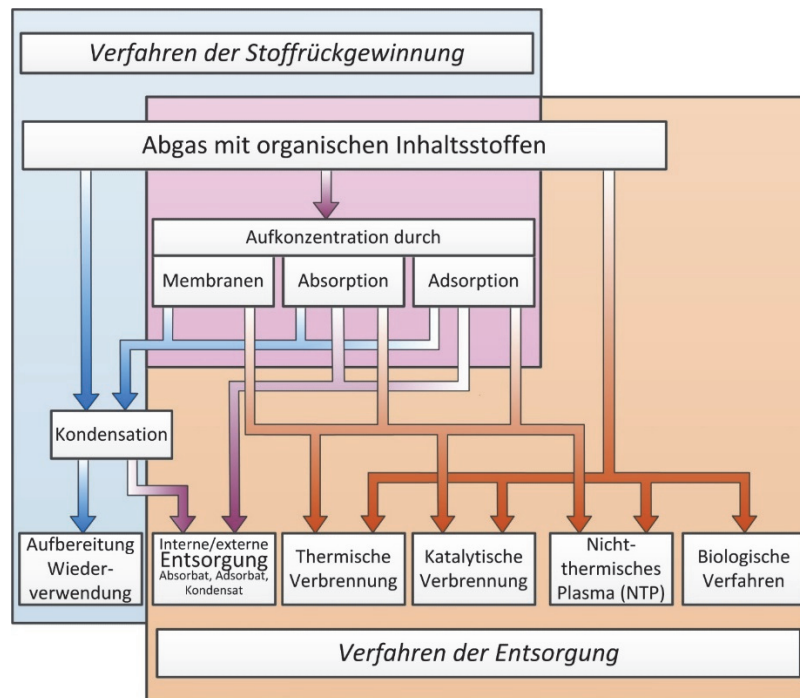


Bild 4: Verfahren zur Behandlung von Abgasen mit organischen Inhaltsstoffen [35]

2.1 Verfahren der Stoffrückgewinnung

Die Abgasreinigungsverfahren mit dem Ziel der Rückgewinnung führen – ggf. mit einem Aufkonzentrationsschritt – zu einer Kondensation der organischen Stoffe. Dadurch werden die Organika verflüssigt und aus dem Gasvolumenstrom abgeschieden. Nach eventuell notwendigen Aufbereitungsschritten können die Stoffe erneut in der Produktion eingesetzt werden, so dass der Stoffkreislauf geschlossen wird [36]. Insbesondere bei größeren Lösemittelmassenströmen kann dies für den Anlagenbetreiber wirtschaftlich vorteilhaft sein.

„Als Erstes gilt es dabei zu klären, ob ein Wiedereinsatz der organischen Lösemittel möglich ist. Voraussetzung dafür ist die Verwendung von einzelnen oder wenigen Lösemitteln, so dass sich die an die Rückgewinnung anschließende Aufbereitung mit überschaubarem Aufwand realisieren lässt. Gleichwohl muss der Produktionsprozess den Wiedereinsatz der recycelten Lösemittel (Zusammensetzung, Reinheit, Hygieneanforderungen) erlauben.“ (zitiert nach [36]).

Ein vorgeschalteter Aufkonzentrationsschritt ist für die Rückgewinnung häufig notwendig, um eine möglichst hohe Kondensationstemperatur zu erreichen, woraus kleinere Kühlaggregate und ein verminderter Verbrauch an Betriebsmitteln resultieren. Grundsätzlich kann bereits innerhalb des Produktionsprozesses eine Aufkonzentration erfolgen (*prozessinterne Aufkonzentration*). Sofern dies nicht möglich ist, kann eine Aufkonzentration mit einem adsorptiven, einem absorptiven oder einem Membran- Verfahren vorgenommen werden (*externe Aufkonzentration*) [36].

In Bild 5 ist das Entscheidungsschema für die Rückgewinnung und den Wiedereinsatz von Stoffen im Produktionsprozess dargestellt. Grundsätzlich wird dabei zwischen interner und externer Aufkonzentration unterschieden. Die prozessinterne Aufkonzentration ist dabei nur zu wählen, sofern sie technisch umsetzbar ist und die Produktqualität nicht beeinträchtigt wird. Die externe Aufkonzentration des VOC-haltigen Abgases ist dem eigentlichen Produktionsprozess nachgelagert. Auch hier gilt es zunächst zu klären, ob sie technisch realisierbar ist. In einigen Produktionsprozessen gibt es sehr hohe Anforderungen an die Reinheit der Einsatzstoffe (z. B. bei medizinischen Produkten), die einen stofflichen Wiedereinsatz nahezu ausschließen. Aber auch bei Oxidationsverfahren (Verfahren der Entsorgung) kann eine vorherige Aufkonzentration sinnvoll sein, um die Energieeffizienz der Abluftbehandlung signifikant zu verbessern [36, 37]. Grundsätzlich sind am Ende des Planungsprozesses, nach Klärung der technischen Fragen, die Optionen wirtschaftlich zu bewerten und mit Investitions- und Betriebsmittelkosten zu untersetzen.

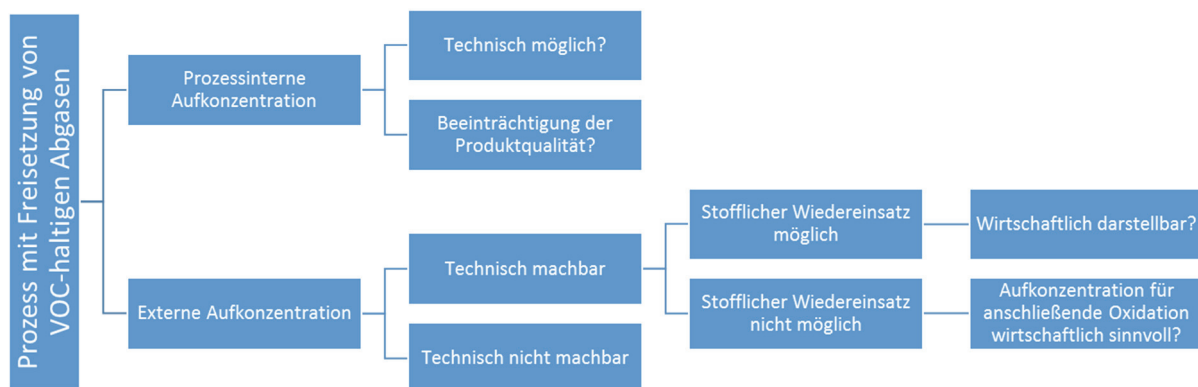


Bild 5: Entscheidungsschema zur Rückgewinnung organischer Einsatzstoffe

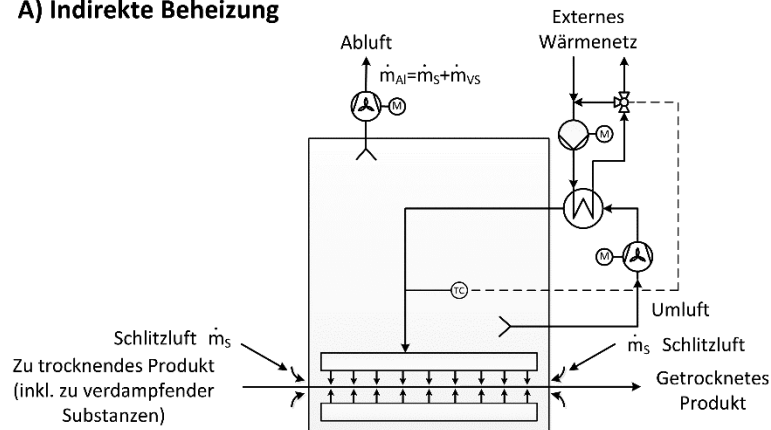
2.1.1 Prozessinterne Aufkonzentration

Die Aufkonzentration wird vielfach für die Behandlung von Abluft- bzw. Abgasmengenströmen mit organischen Inhaltsstoffen aus Trocknungsprozessen eingesetzt. Nach [36] lassen sich grundsätzlich Prozesse

- a) mit einer indirekten Beheizung und
- b) mit einer direkten Befeuerung

unterscheiden. Im Fall der indirekten Beheizung wird der Umluftvolumenstrom des Trockners durch ein externes Heizmedium erwärmt. Bei der direkten Befeuerung hingegen wird mithilfe eines Brenners ein Heißgas erzeugt und anschließend der Umluft zur Beheizung des Trockners zugemischt. In beiden Fällen wird ein Teil des Umluftmassenstroms zur Abgasreinigung ausgeschleust und damit eine maximale Konzentration an verdampften Stoffen in der Trockneratmosphäre sichergestellt (Bild 6).

A) Indirekte Beheizung



B) Direkte Befeuerung

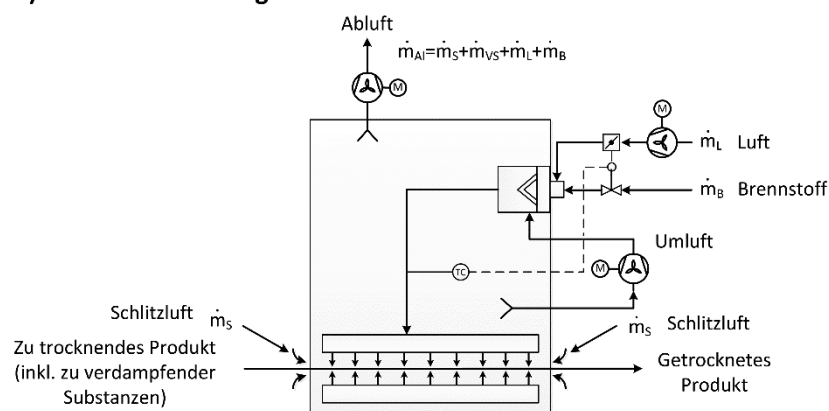


Bild 6: Vereinfachtes Schema eines Trockners (a) mit indirekter Beheizung und (b) direkter Befeuerung

Eine flexible Steuerung der Konzentration in Abhängigkeit vom Beladungszustand des Trockners wurde von [38] untersucht und wird inzwischen in mehr als einem Dutzend Hauptausführungen von Karosserietrocknern der Automobilindustrie eingesetzt. Hieraus resultieren erhebliche Einsparungen von Erdgas und elektrischer Energie.

Der Trocknungsprozess wird dabei grundsätzlich im Unterdruck betrieben, so dass ein Austritt von Produktionsgasen in die direkte Arbeitsplatzatmosphäre weitgehend vermieden wird. Daraus ergibt sich dann im stationären Fall für a)

$$\dot{m}_{Al} = \dot{m}_S + \dot{m}_{VS} \quad (1)$$

und für b)

$$\dot{m}_{Al} = \dot{m}_S + \dot{m}_{VS} + \dot{m}_L + \dot{m}_B \quad (2)$$

mit

\dot{m} : Massenstrom

Indizes:

Al: Abluft

S: Schlitzluft

VS: verdampfte Substanzen

L: Luft

B: Brennstoff

Die Möglichkeit der prozessinternen Aufkonzentration wird dabei weitgehend durch den Massenstrom der Schlitzluft sowie die Einhaltung von Sicherheitsvorschriften bestimmt [39]. Der Schlitzluftmassenstrom ist dabei so gering wie möglich zu halten; sein Wert ergibt sich aus der notwendigen Schleusen-geometrie. Die Sicherheitsvorschriften wiederum betreffen die Unterschreitung der unteren Explosionsgrenze, die von den eingesetzten (organischen) Lösemitteln und der jeweils zugrunde zu legenden Medientemperatur abhängig ist.

Je kleiner sich der Massenstrom der Abluft aus dem Trocknungsprozess gestaltet, desto höher ist die vorangegangene (interne) Aufkonzentration der Abluftinhaltsstoffe. Ein kleinerer Abluftmassenstrom wiederum bedingt eine kleiner dimensionierte nachgeschaltete Abgasreinigungseinrichtung.

Als weitere Bauform eines Trockners wird noch auf den Inerttrockner verwiesen, der statt mit Luft mit einem Inertgas betrieben wird. Bei diesen Anlagen fallen die sonst zu beachtenden Explosionsgrenzen weg, was erheblich höhere Lösemittelkonzentrationen erlaubt. Das macht eine Kondensation innerhalb der Kreisgasfahrweise möglich [36].

2.1.2 Externe Aufkonzentration

Nach Bild 4 können als Aufkonzentrationsverfahren für Abgase mit organischen Inhaltsstoffen

- a) Membransysteme
- b) Adsorptionssysteme
- c) Absorptionssysteme

genutzt werden. Bild 7 zeigt schematisch Systeme für die drei verschiedenen Verfahren zur externen Aufkonzentration [36].

Bild 7a zeigt ein Membransystem. Für die Trennung nutzt man eine Druckdifferenz zwischen der Retentat- und der Permeatseite von etwa 10:1 [40]. Das lösemittelhaltige Abgas wird durch einen Ventilator gefördert und anschließend gekühlt. Kondensierte Lösemittel werden abgeschieden und einer Aufbereitung zugeführt. Von der Membranstufe wird das Retentat zur finalen Abgasreinigungseinrichtung weitergeleitet, während das Permeat dem Abgas wieder beigemischt wird. Die finale Abgasreinigung ist vielfach notwendig, da die Konzentrationen an organischen Bestandteilen („organisch gebundener Kohlenstoff“) meist noch oberhalb der einzuhaltenden Grenzwerte liegen. Dieses Aufkonzentrationsverfahren ist i. d. R. nur für kleinere Volumenströme geeignet, zumal es erhebliche elektrische Energiemengen benötigt, was zu relativ hohen Betriebsmittelkosten führt. Zudem sind die Membranen empfindlich gegenüber partikulären, klebrigen und kondensationsfähigen Inhaltsstoffen in den Gasen. Dieses Verfahren wird folglich nur für Nischenanwendungen eingesetzt.

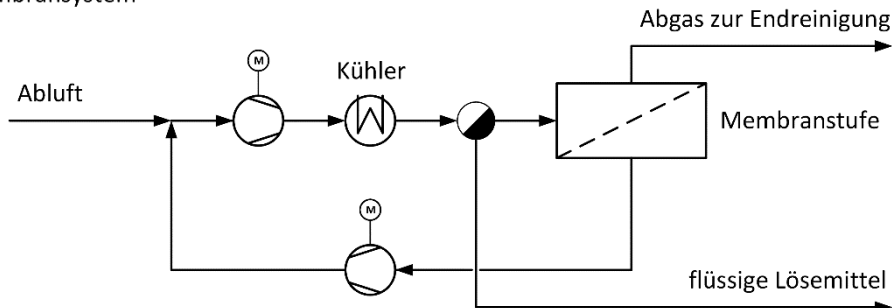
Bild 7b erläutert das adsorptive Aufkonzentrationsverfahren, im linken Bildteil wird das diskontinuierliche Festbettverfahren und im rechten Bildteil das kontinuierliche Rotorverfahren gezeigt. Beide Verfahren sind Stand der Technik und werden sowohl bei der Lösemittelrückgewinnung als auch bei der Aufkonzentration für eine nachgeschaltete Oxidation eingesetzt. In Bild 7b links ist die Lösemittelrückgewinnung im Festbettverfahren dargestellt: Ein Adsorber dient zur Reinigung der lösemittelhaltigen Abluft. Das Adsorptiv wird bei der Adsorption auf dem Adsorbens gebunden und somit aus dem Abluftstrom entfernt. Das Reingas kann dann in die Umgebung abgeleitet werden. Sobald ein Adsorber ausreichend beladen ist, so dass sich ein Durchbruch der Konzentration im Reingas zeigt, wird er regeneriert. Mittels (überhitztem) Wasserdampf von bis zu 160 °C erfolgt eine Verdrängungsadsorption, so dass das Lösemittel-Adsorptiv aus dem Adsorber ausgetragen und anschließend kondensiert wird. Nach der Abtrennung der kondensierten Lösemittel findet ein Emission Cut Back (ECB) statt.

Beim kontinuierlich arbeitenden Rotationsadsorber (Bild 7b rechts) laufen die Schritte „Adsorption“, „Desorption“ und „Kühlung“ gleichzeitig ab. Im Sektor 1 „Adsorption“ wird die lösemittelhaltige Abluft gereinigt. Ein Teil der Abluft dient zur Kühlung des Rotoradsorbers im Sektor 3 „Kühlen“. Das erwärmte Kühlgas wird anschließend weiter aufgeheizt und als Desorptionsfluid im Sektor 2 „Desorption“ genutzt. Die aufkonzentrierte Abluft kann anschließend weiter behandelt werden.

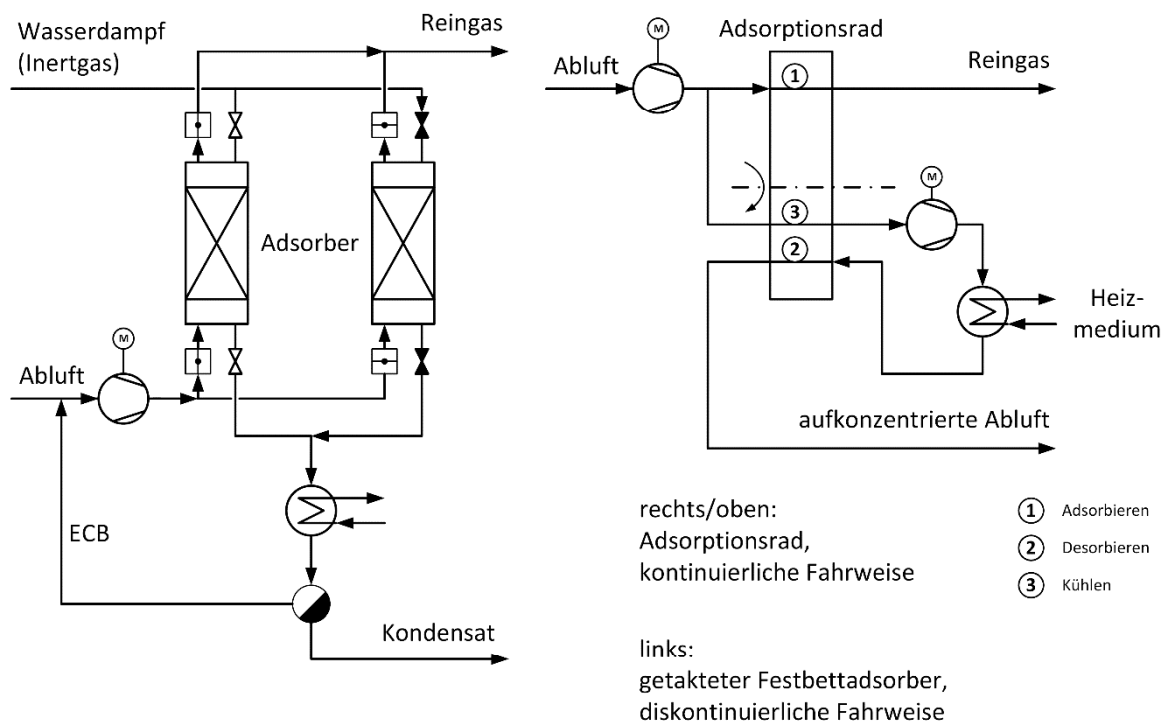
Absorptive Aufkonzentrationsverfahren (Bild 7c) arbeiten ebenfalls kontinuierlich und können sowohl für die Lösemittelrückgewinnung als auch für eine nachgeschaltete Oxidation eingesetzt werden. Die Abluft wird mittels einer hochsiedenden organischen Flüssigkeit im Absorber gewaschen, so dass das Reingas an die Umgebung abgegeben werden kann. Das Absorbat wiederum wird in einem Desorber

regeneriert (Temperaturwechselverfahren). Dazu wird entweder ein Inertgas oder ein Teil der Abluft erwärmt und in einer Kolonne als Desorptionsfluid genutzt. Nach [40] lassen sich damit Aufkonzentrationsverhältnisse von bis zu 60:1 erreichen.

a) Membransystem



b) Adsorptive Aufkonzentration



c) Absorptive Aufkonzentration (kontinuierliche Fahrweise)

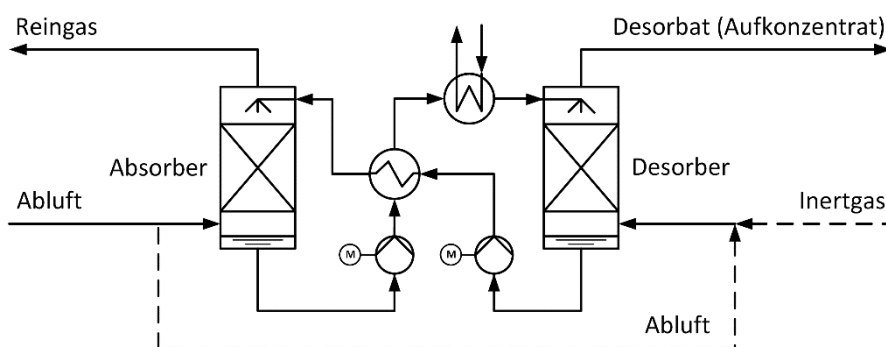
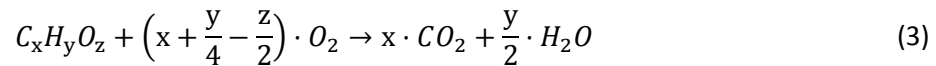


Bild 7: Systeme zur externen Aufkonzentration [36]

2.2 Verfahren der Detoxifikation (Entsorgung)

Bei den Verfahren der Detoxifikation läuft eine Oxidation der organischen Stoffe in die nichttoxischen Verbindungen Kohlenstoffdioxid und Wasser nach folgender Grundreaktion ab:



Nach Bild 4 gibt es hierfür eine Vielzahl unterschiedlicher Verfahren.

2.2.1 Biologische Verfahren

Zu den biologischen Verfahren zählen Biofilter und Biowäscher. Beide Verfahren bauen die luftverunreinigenden Stoffe mithilfe von Mikroorganismen ab. Biofilter werden nach VDI 3477 [42] in einer Vielzahl von Anwendungsfällen eingesetzt. Voraussetzung ist jedoch, dass die Substanzen wasserlöslich und biologisch hinreichend schnell abbaubar sind. Bei Biofiltern leitet man das Rohgas durch eine Schüttung organischen oder anorganischen Materials, das mit den Mikroorganismen besetzt ist. Die abzubauenen Stoffe werden auf dem Film der Mikroorganismen sorbiert und verstoffwechselt [42]. Ein ähnlicher Mechanismus liegt auch dem Biowäscher zugrunde. Das Wasser im Wäscher absorbiert die Schadstoffe, die anschließend im Regenerierreaktor von im Wasser suspendierten Bakterien umgesetzt werden [43]. Beiden Verfahren ist gemein, dass sie kontinuierlich mit relativ konstanten Bedingungen im Rohgas betrieben werden sollten. Bei Schwankungen der Schadstoffzusammensetzung und der -fracht im Rohgas besteht die Gefahr, dass Emissionsbegrenzungen nicht eingehalten werden, weil die Anpassung der Bakterienkultur längere Zeiträume in Anspruch nimmt.

2.2.2 Nicht-thermisches Plasma

Das Prinzip des nicht-thermischen Plasmas basiert beispielsweise auf einer Barriereentladung, die zu einer Ionisation der Gasbestandteile (Bildung von Radikalen) führt und damit letztlich einen Oxidationsprozess anstößt. Über mehrere Zwischenschritte kommt es dabei zum Abbau der organischen Kohlenwasserstoffverbindungen hin zu Kohlenstoffdioxid und Wasser [35]. „Das Nicht-Thermische Plasma wird vorwiegend zur Behandlung von Geruchsemissionen eingesetzt, in seltenen Fällen auch für höhere Kohlenwasserstoffbeladungen“ (zitiert nach [34]).

2.2.3 Katalytische Verfahren

Katalytische Abgasreinigungsverfahren können eingesetzt werden, um Abgasinhaltsstoffe bei einem relativ – im Vergleich zur thermischen Abgasreinigung – niedrigeren Temperaturniveau oxidativ umzusetzen. Nach [44] liegt die Temperatur in Abhängigkeit vom verwendeten Katalysator und vorliegenden Abgasinhaltsstoffen zwischen (300 ... 600) °C. Eine Injektion von Ozon bzw. ionisierter Luft vor dem Katalysator kann die Reaktionstemperatur weiter absenken [45]. Der Abgasvolumenstrom wird

sowohl durch eine Wärmerückgewinnung (Abluftvorwärmer) als auch durch einen (direkten oder indirekten) Erhitzer auf die notwendige Temperatur am Katalysatoreintritt erwärmt. Die organischen Inhaltsstoffe werden dann exotherm umgesetzt. Als Katalysatormaterial kommen sowohl Edelmetalle als auch Mischoxide zum Einsatz. „Bei den katalytischen Verfahren ist eine wesentliche Voraussetzung, dass die zu oxidierenden Substanzen keine Katalysatorgifte enthalten. Es muss ausgeschlossen werden, dass es zu einer Katalysatordeaktivierung (z. B. durch Schwefel oder Phosphor) oder zum Verblocken (z. B. durch Oxidationsprodukte aus siliziumorganischen Verbindungen) kommt“ (zitiert nach [46]). Eine frühzeitige Deaktivierung des Katalysators kann toleriert werden, wenn die Standzeit trotzdem wirtschaftlich vorteilhaft ist [47]. Bei ausreichend hoher organischer Fracht ist der autotherme Betrieb der katalytischen Oxidation (ohne Zusatzbrennstoff) möglich.

2.2.4 Thermische Verbrennung

Die thermische Verbrennung setzt die Gasinhaltsstoffe in einer Feuerung oxidativ um. Dabei werden sowohl deren Energieinhalt als auch ggf. die Zufeuerung eines Brennstoffes (z. B. Erdgas) genutzt, um die Verbrennungstemperatur zu erreichen. Grundsätzlich lassen sich drei verschiedene Verfahrensvarianten unterscheiden:

A) Einspeisung in eine bestehende Feuerung

Hierbei wird ein Teil der Verbrennungsluft einer bestehenden Feuerung durch Abluft aus Emissionsquellen ersetzt, so dass durch den Heizwert der Schadstoffe der Brennstoffbedarf reduziert wird. Es kann sich bei der Feuerung z. B. um einen Kessel, einen Motor oder eine Turbine handeln. Hierfür sind i. d. R. Anpassungen sowohl am Brenner als auch in der Sicherheitskette (Überwachung und Regelung des Restsauerstoffgehalts) notwendig. Nach [48] ist mit einer Wärmeerzeugung von $0,9 \text{ kWh/m}_n^3$ zu rechnen (Bild 8). „Vielfach ist der Abluftvolumenstrom deutlich größer als der benötigte Verbrennungsluftvolumenstrom, so dass diese Variante nicht oder erst nach einer Aufkonzentration zum Tragen kommen kann.“ (zitiert nach [37]).

B) Nachverbrennung mit/ohne rekuperativer Abluftvorwärmung oder/und Prozesswärmeerzeugung (TNV)

Im Fall der TNV (Fall B) kann eine relativ hohe Abluftvorwärmung durch zugehörige Rekuperatoren in der Abhitzestrecke erreicht werden. Jedoch ist meist immer noch eine Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ von etwa 200 K durch den Heizwert von Lösemitteln und ggf. Zusatzbrennstoff (z. B. Erdgas) aufzubringen. Bei TNV-Anlagen, die als Ganzstahl-Anlagen ausgeführt werden, ist i. d. R. kein autothermer Betrieb realisierbar, da immer eine Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ von etwa (30 ... 50) K durch den Brenner aufgebracht werden muss (zitiert nach [37]). Hier fällt dann eine Wärme zur Auskopplung von (0,1 ... 0,3) kWh/m_n^3 an [48]. Die TNV ist eine weitverbreitete, in vielen Branchen eingesetzte Abluftreinigungseinrichtung [49].

C) Regenerative Thermische Oxidation (RTO)

Die thermische Nachverbrennung mit regenerativer Abluftvorwärmung zeichnet sich durch eine sehr hohe Abluftvorwärmung und damit einen äußerst geringen Zusatzenergiebedarf aus. Die RTO erreicht bereits bei einer Lösemittelbeladung von etwa $(1,5 \dots 2,0) \text{ g/m}^3$ einen autothermen Betriebspunkt [33, 49]. Sofern die Anlage überautotherm betrieben wird, kann zusätzlich Prozesswärme im heißen Bypass ausgekoppelt werden [33]. Nach [34] kann sogar eine weitergehende Auskopplung von Wärme energetisch günstig sein (vgl. Abschnitt 2.4).

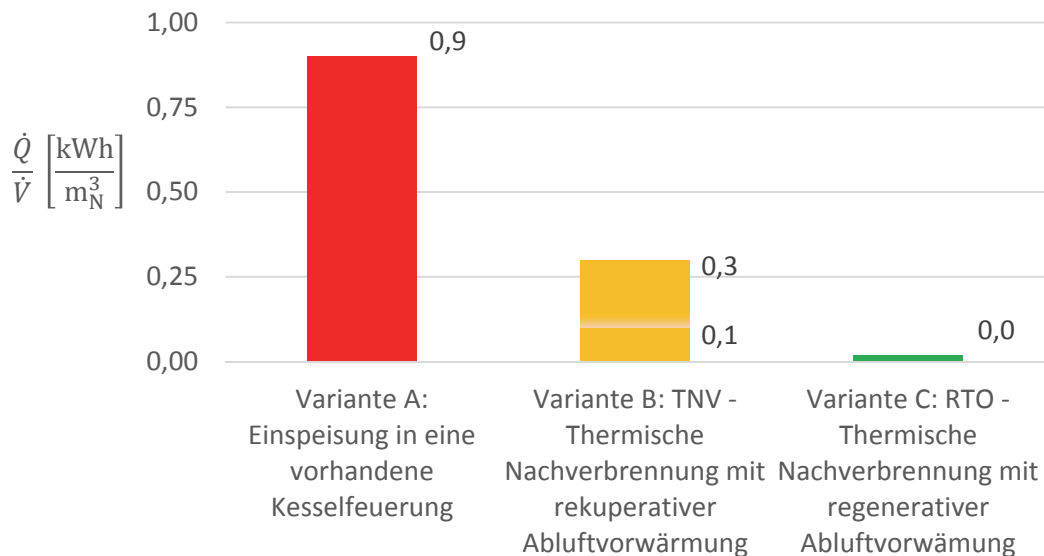


Bild 8: Wärmeabnahme in Abhängigkeit vom Abluftvolumenstrom (verändert nach [48])

2.3 Verfahrensauswahl

Die Auswahl geeigneter Verfahren zur Abluftreinigung ist grundsätzlich anwendungsspezifisch. Es sind dabei sowohl die jeweiligen Gegebenheiten in der vorgelagerten Produktion als auch die Rahmenbedingungen weiterer Entwicklungsabsichten am Standort zu berücksichtigen. Verallgemeinernde Aussagen gestalten sich schwierig. Um dennoch die Vorgehensweisen bei der Verfahrensauswahl zu verdeutlichen, ist ein typischer Anwendungsfall ausgewählt worden, anhand dessen die verschiedenen Verfahrensvarianten diskutiert werden.

2.3.1 Anwendungsfall

Als Anwendungsfall wird ein mittelständisches Unternehmen aus dem Bereich der Bedruckung flexibler Verpackungen ausgewählt. Dieses Unternehmen setzt bei verschiedenen Druckverfahren (Tiefdruck, Flexodruck, Kaschierung) Lösemittel wie Ethylacetat und Ethanol ein, um die erforderliche Druckqualität zu erzielen. Die Farben, die als „high-solids“ eingekauft werden, werden mit Lösemitteln auf die für den Druckprozess notwendige Viskosität eingestellt. Nach dem Farbauftrag muss das be-

druckte Medium getrocknet werden, wobei die Farbe fixiert wird. Im Trockner, der aus Arbeitsschutzgründen im Unterdruck betrieben wird, verdampfen die Lösemittel und gelangen mit der Abluft in eine Abgasreinigungseinrichtung, die die gesetzlichen Vorgaben erfüllt (z. B. [30]).

Als Rahmenbedingungen für die weiteren Betrachtungen werden 6.000 Betriebsstunden pro Jahr sowie ein Abluftvolumen von bis zu $60.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$ angesetzt. Der Lösemittelseinsatz beträgt maximal 250 kg/h , wobei Lösemittelspitzen in der Abluft bis zu $(8 \dots 12) \text{ g/m}_n^3$ entstehen können. Von den verschiedenen Emissionsquellen fördern Ventilatoren die Abluft auf einen zentralen Sammler, dessen ausreichende Dimensionierung eine fluiddynamische Entkopplung von Produktion und Abgasreinigung ermöglicht. Die Produktion wird mit Prozesswärme über ein Thermalölnetz (Vorlauf ca. 230°C , Rücklauf 200°C) mit bis zu 1.700 kW versorgt.

2.3.2 Verfahren der Lösemittelrückgewinnung

Die eingesetzten organischen Lösemittel stellen einen Wertstoff dar, der im Einkauf etwa $1,30 \text{ EUR/kg}$ kostet. Bei einem Lösemittelseinsatz von 250 kg/h sind damit nicht unerhebliche jährliche Betriebsmittelkosten ($1,95 \text{ Mio. EUR/a}$) verbunden. Wie schon zu Beginn von Kapitel 2 dargelegt, sollten daher erste Überlegungen immer einer stofflichen Rückgewinnung gelten.

Die Rückgewinnung erfolgt heute mit dem Einsatz von adsorptiven Verfahren zur Aufkonzentration der Abluft und anschließender Desorption und Kondensation des Desorbates erst ab einem Lösemittelseinsatz von ca. 1 t/h . Eine Desorption mit Wasserdampf (Verdrängungsadsorption) ermöglicht zwar relativ geringe Temperaturen (bis ca. 130°C), jedoch werden bis zu 6 kg Wasserdampf je kg Lösemittel benötigt [50]. Hieraus resultiert wiederum nach der Kondensation eine energetisch aufwendige Trennung der teilweise wasserlöslichen Lösemittel, die eine Wasserdampfdesorption unwirtschaftlich machen. Alternativ kann eine Desorption mit Inertgas bei ca. 210°C durchgeführt werden. Dabei zersetzen sich jedoch Teile der Lösemittel, z. B. Ethylacetat mit Luftfeuchte auf der Aktivkohle zu Essigsäure [51, 52]. Somit ist eine Lösemittelrückgewinnung für Massenströme von unter 1 t/h zumindest derzeit wirtschaftlich nicht darstellbar.

Im Rahmen eines von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt geförderten Vorhabens wird als Alternative seit 2013 ein absorptives Aufkonzentrationsverfahren zur Lösemittelrückgewinnung entwickelt. Die vorliegende Arbeit behandelt einen Teilaspekt dieses Vorhabens. Grundlage des Verfahrens bildet eine Absorption der Lösemittel mit einem organischen Hochsieder (z. B. Genosorb 1843 der Fa. Clariant [53]) mit anschließender Inertgasdesorption (bei etwa $(120 \dots 130)^\circ\text{C}$) und Kondensation der Lösemittel. Im Rahmen der ersten Projektphase wurde zunächst die Absorption von Lösemittelkonzentrationen von bis zu ca. 10 g/m_n^3 entwickelt [51]. Zum Zeitpunkt der Erstellung der vorliegenden Arbeit

wird die Technikumsanlage im Bypass der Abluft einer Druckanlage in der Industrie erprobt, um den Nachweis der Wiedereinsetzbarkeit der Lösemittel zu führen.

In Abschnitt 2.4 wird der Verfahrensansatz der absorptiven Aufkonzentration mit anschließender Kondensation dem „klassischen“ Entsorgungsverfahren der RTO für den spezifischen Anwendungsfall in wirtschaftlicher und ökologischer Sicht gegenübergestellt.³

2.3.3 Verfahren der Detoxifizierung

In Abschnitt 2.2 sind bereits die verschiedenen Verfahren der Detoxifizierung vorgestellt worden. Wegen einer durchschnittlichen Lösemittelkonzentration in der Abluft des gewählten Beispielprozesses von 4 g/m_n^3 (Spitzen bis zu 12 g/m_n^3) scheiden biologische Verfahren aus. Ebenso sind die wirtschaftlichen Rahmenbedingungen für den Einsatz des nicht-thermischen Plasmas nicht gegeben, wie aus der VDI 2441 [35] abgeleitet werden kann.

Der Einsatz „reiner“ organischer Lösemittel, die keine Katalysatorgifte wie Schwefel, Phosphor oder Silizium enthalten, ermöglicht grundsätzlich den Einsatz katalytisch-oxidativer Abgasreinigungsverfahren. Bei den eingesetzten Lösemitteln beträgt die Wärmetönung bis zu 20 K je g/m_n^3 , so dass bei einer Lösemittelspitze die Temperatur im Katalysator um bis zu 240 K ansteigt. Dies erfordert eine schnelle Regelung des Bypasses durch den für die Wärmerückgewinnung notwendigen Luftvorwärmer. In der Praxis wird eine katalytische Abgasreinigungsanlage für vergleichbare Anwendungsfälle nicht bzw. sehr selten eingesetzt.

Die drei verschiedenen Verfahrensvarianten der thermischen Nachverbrennung sind für diesen Anwendungsfall uneingeschränkt anwendbar und unterscheiden sich lediglich hinsichtlich der Betriebsmittelkosten. In der Regel existiert keine Kesselfeuerung in der benötigten Größenordnung, bei der bis zu $60.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$ an Verbrennungsluft kontinuierlich substituierbar sind. Beim Einsatz einer thermischen Nachverbrennung mit rekuperativer Abluftvorwärmung ist die Differenz zwischen erreichbarer Abluftvorwärmtemperatur von 550 °C und Brennkammertemperatur von 750 °C durch Zufeuerung von Erdgas bzw. Fracht an organischen Lösemittel aufzubringen, wobei durch eine Erdgasflamme die Zündung sichergestellt sein muss. Aus der Differenz von 200 K ergibt sich ein Bedarf von etwa $4,5 \text{ MW}$ an chemisch gebundener Energie. Aus wirtschaftlicher Sicht ist dieses Verfahren im Anwendungsfall nicht einzusetzen.⁴

³ Die Darstellung greift Erkenntnisse aus einem aktuellen Forschungsvorhaben auf. Sofern sich der Technologieansatz im Technikumsmaßstab (bzw. bei einer ersten Hauptausführung) bewährt, erweitert sich das Spektrum möglicher Abgasreinigungsverfahren. Somit kann die spezifische Auswahl dann gezielter entsprechend wirtschaftlicher und/oder ökologischer Gesichtspunkte erfolgen.

⁴ In den 1990er Jahren setzte der Beispielbetrieb eine TNV für einen Abluftvolumenstrom von bis zu $25.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$ ein. Mit einer Ersatzinvestition in eine RTO-Anlage konnte die im Betrieb benötigte Erdgasmenge erheblich reduziert werden.

Im Gegensatz zur TNV kann eine RTO-Anlage im spezifischen Anwendungsfall autotherm betrieben werden. Mit einer Konzentration von $(1,5 \dots 2,0) \text{ g/m}_n^3$ an organischen Lösemitteln ist der autotherme Betriebspunkt erreichbar. [54] zeigt, dass diese Technologie inzwischen das bevorzugte Verfahren in der Druckbranche darstellt. Neben vergleichsweise geringen Betriebsmittelkosten besteht zusätzlich die Möglichkeit der Prozesswärmeerzeugung. In Abschnitt 2.5 wird eine Erweiterung des Regelmechanismus des heißen Bypasses vorgestellt, der eine effizientere Prozesswärmeerzeugung ermöglicht.

2.4 Vergleich von Lösemittelrückgewinnung und thermischer Nachverbrennung

Der Vergleich der Lösemittelrückgewinnung mit der thermischen Nachverbrennung für den in Abschnitt 2.3 dargestellten Anwendungsfall orientiert sich an den Erkenntnissen der von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt geförderten Vorhaben „eSorb“ und „NALF“ (AZ 30932-21/2) [51] und der daraus resultierenden Veröffentlichung beim Clausthaler Zentrum für Materialtechnik [55].

2.4.1 Konzept der Lösemittelrückgewinnung

Das Konzept der Lösemittelrückgewinnung mit absorptiver Aufkonzentration besteht aus einer mehrstufigen Wäsche (Absorption) mit einem organischen Hochsieder, einer anschließenden Inertgas-desorption sowie einer mehrstufigen Kondensation des Desorbates.⁵

Die Abluft wird zunächst auf eine relativ niedrige Eingangstemperatur ($< 25 \text{ °C}$) gekühlt, da das Absorptionsvermögen des Hochsieders mit steigender Temperatur nachlässt [51]. In Bild 9 ist die Absorberkaskade dargestellt. Das Absorbens wird dabei im Gegenstrom zur lösemittelhaltigen Abluft geführt. Innerhalb eines Absorbergehäuses erfolgt eine mehrmalige Druckzerstäubung des organischen Hochsieders, um eine höhere spezifische Stoffübergangsfläche und damit eine möglichst hohe Lösemittelbeladung zu erzielen. Über einen integrierten Demister wird ein Tröpfchenmitriss in Reingas verhindert [52].

Die anschließende Desorption nutzt (weitgehend trockenes) Inertgas, das kostengünstig durch nahstöchiometrische Erdgasverbrennung in einem Brennwertkessel erzeugt wird [55]. Als Desorptionstemperatur sind etwa $(120 \dots 130) \text{ °C}$ notwendig. Die Aufheizung des Absorbates erfolgt über eine Wärmerückgewinnung sowie eine Spitzenaufheizung. Die Inhaltsstoffe des Desorbates wiederum werden in drei Stufen kondensiert:

⁵ Das zugehörige Forschungsprojekt ist detailliert in [51] dokumentiert, Erkenntnisse wurden u.a. in [52, 55] veröffentlicht.

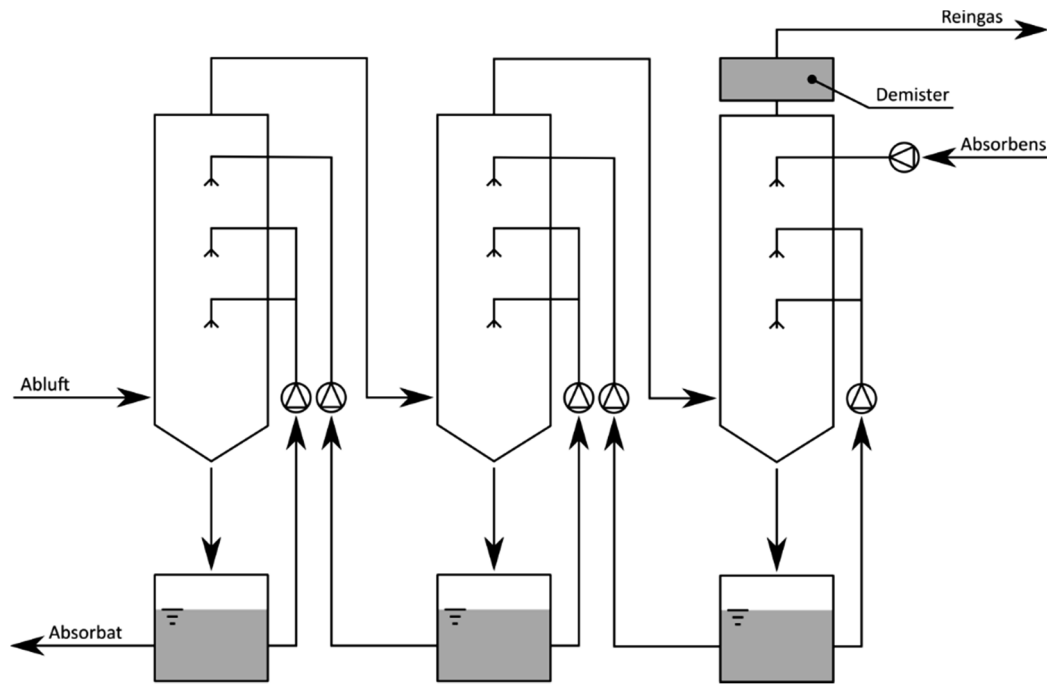


Bild 9: Verfahrensansatz für Absorberkaskade einer Hauptausführung [55]

1. Bis etwa 50 °C erfolgt eine Kondensation des organischen Hochsieders, der der Desorption erneut vorgelegt wird.
2. Bis 2 °C kondensiert ein Gemisch, das überwiegend aus Wasser und wenig Lösemitteln besteht.
3. Bei Temperaturen unter –40 °C erfolgt dann eine Kondensation der vorwiegend organischen Lösemittel.

Die in den Stufen 2 und 3 abgeschiedenen Gemische werden im Anschluss einer Aufarbeitung zugeführt, so dass die organischen Lösemittel am Ende wieder in der Produktion eingesetzt werden können.

2.4.2 Konzept der Entsorgung (Regenerative Thermische Oxidation)

Die Regenerative Thermische Oxidation (RTO) ist ein Entsorgungsverfahren, das die organischen Gasinhaltsstoffe in die nicht-toxischen Verbindungen Kohlenstoffdioxid und Wasser umwandelt (siehe hierzu Gleichung (3)). Die RTO arbeitet in den zyklisch umzuschaltenden Keramik-Regeneratoren mit einer extrem hohen Abluftvorwärmung, so dass der Brennstoffbedarf sehr gering ist. Bild 10 zeigt den Aufbau. Die lösemittelhaltige Abluft wird durch den Ventilator gefördert und z. B. im Regenerator A vorgewärmt. Die Oxidation erfolgt dabei sowohl im Regeneratorbett als auch in der Brennkammer, die oberhalb der Regeneratoren A, B und C angeordnet ist. Im Regenerator C kühlt sich das Gas ab und kann anschließend über den Kamin als Reingas abgeleitet werden. Um Emissionsspitzen beim Umschalten zwischen den Regeneratoren zu vermeiden, wird der Regenerator B vor dem Umschalten auf den Betriebszustand „Vorwärmen“ noch mit Reingas gespült, das als Emission Cut Back wieder der

Abluft vorgelegt wird. Nach einer relativ kurzen Dauer erfolgt zyklisch die Umschaltung der Regeneratoren, wobei der vorher gespülte (C) dann Reingas führt, der vorher Reingas führende (B) Abluft und der vorher Abluft führende (A) gespült wird usw. Im überautothermen Betrieb kann über den heißen Bypass ein Reingasenthalpiestrom aus der Brennkammer ausgekoppelt werden, so dass Prozesswärme beispielsweise über ein Thermalöl- oder Heißwassernetz zur Verfügung steht [19, 34].

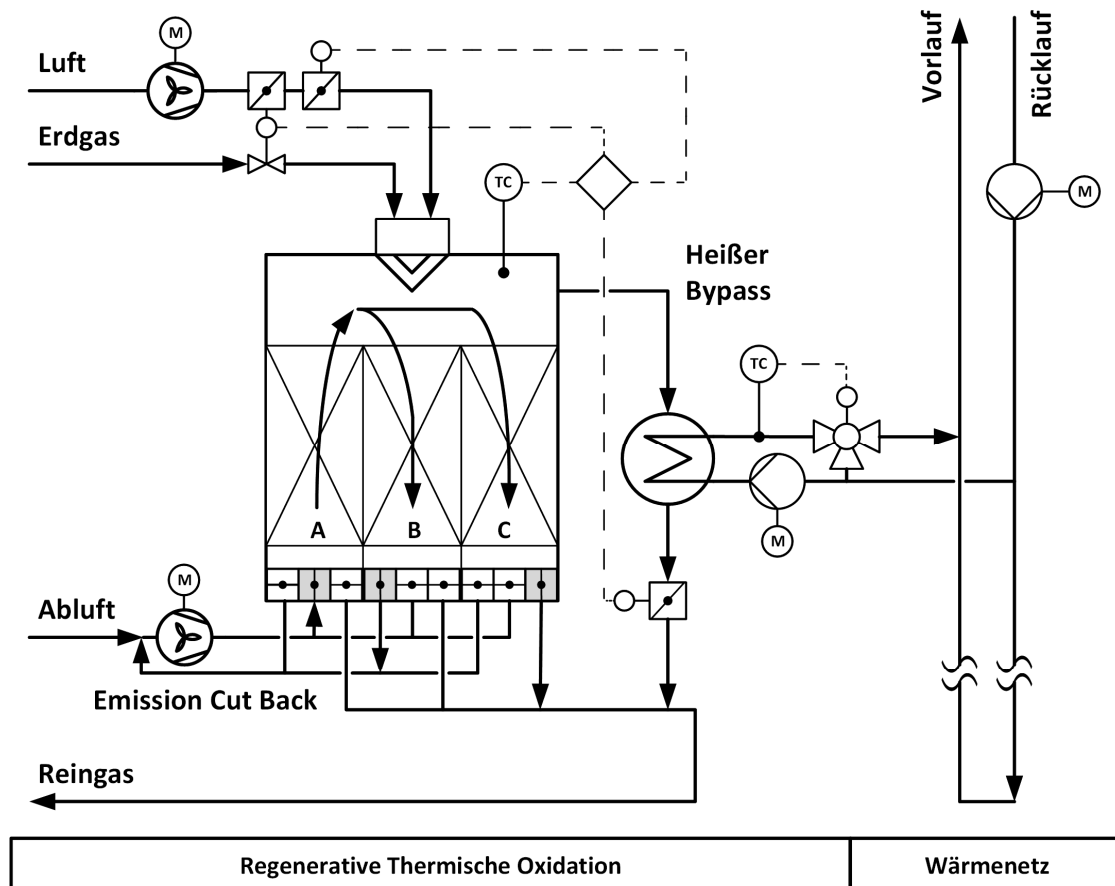


Bild 10: Schema einer Regenerativen Thermischen Oxidation (RTO) mit Prozesswärmeauskopplung [34]

2.4.3 Bilanzierung und Bewertung

Für eine Betrachtung der Wirtschaftlichkeit beider Konzepte wird eine Bilanzierung der Stoff- und Energieflüsse vorgenommen, so dass zunächst die Betriebsmittelkosten ermittelt werden können.⁶ Der Bilanzraum erstreckt sich dabei von der Herstellung der Lösemittel (in einem vorgelagerten Prozess) über deren Freisetzung im Produktionsprozess bis zur Ableitung des Reingases in die Atmosphäre.

⁶ Referenzanlage ist – wie bereits vermerkt – eine Produktion mit einem Lösemiteleinsatz (Ethylacetat) von 250 kg/h bei einem Abluftvolumenstrom von 60.000 m³/h

Der Einkauf der Lösemittel ist in der Bilanzierung und Bewertung mit 1,30 EUR/kg berücksichtigt.⁷ Die Herstellung der organischen Lösemittel ist mit CO₂-Emissionen verbunden. [56] setzt für die Herstellung von einem Kilogramm Ethylacetat 2,84 kg Kohlenstoffdioxid an, die berücksichtigt werden müssen.

Die RTO setzt die lösemittelhaltige Abluft aus dem Produktionsprozess oxidativ um. Bei einem überautothermen Betrieb, wie es beim Verpackungsdruck i. d. R. der Fall ist, wird im heißen Bypass Wärme für die Produktion ausgekoppelt. Diese wird dem Abluftreinigungsverfahren hier mit 800 kW_{th} gutgeschrieben [55]. Als elektrische Energie werden 150 kW_{el} zum Antrieb der Ventilatoren etc. benötigt (Tabelle 1).

Die Lösemittelrückgewinnung ist verfahrenstechnisch sehr viel aufwendiger. Die Betrachtungen in diesem Beispiel gehen von einer 92 % Rückgewinnung⁸ der Lösemittel aus. Bild 11 zeigt die vereinfachten Verfahrensschritte sowie die zuzuführenden elektrischen und thermischen Energien. In das Gesamtkonzept ist eine Turbine mit 2,1 MW Feuerungswärmeleistung als Kraft-Wärme-Kopplungsanlage (KWK) integriert. Das Abgas der Turbine wird zur Spitzenaufheizung in der Desorption genutzt. Der Wirkungsgrad für die elektrische Stromerzeugung wurde mit 30 % angesetzt, so dass 630 kW_{el} für die Lösemittelrückgewinnung zur Verfügung stehen. Für die Lösemittelrückgewinnung müssen außerdem ein Kaltwassersatz sowie eine Kältemaschine (Tiefemperaturkälte) betrieben werden. Die Absorption ist – wie dargelegt – sehr temperatursensibel [51]. Bereits Erhöhungen der Absorptionstemperatur um wenige Kelvin führen zu einer Reduzierung der Absorptionsrate um mehrere Prozentpunkte. Die benötigte Kühlleistung der Hauptausführung berücksichtigt dabei die Leistung der Pumpen der Druckzerstäubung, die sich als dissipative Energie in einer Temperaturerhöhung des organischen Hochsieders niederschlägt. In Abhängigkeit von der Außentemperatur unterliegt die Kühlleistung ferner saisonalen Schwankungen. Wie schon beschrieben, soll das Inertgas für die Desorption mit einem Brennwertkessel erzeugt werden. Es wird angenommen, dass 220 kW_{th} aus der Inertgaserzeugung in der Lösemittelaufbereitung genutzt werden können.

Beide Verfahren (Verbrennung und Rückgewinnung) binden Investitionskapital und verursachen nicht unerhebliche Betriebsmittelkosten, die der eigentlichen Produktion hinzuzurechnen sind. Die Investitionskosten von 900.000 EUR für die RTO und 3.650.000 EUR für die Lösemittelrückgewinnung basieren auf aktuellen Marktzahlen bzw. auf einer Abschätzung der Apparatelkosten (vgl. [55, 58]). Bei

⁷ Die Zahlen entstammen aus der Wirtschaftlichkeitsanalyse des DBU-Projektes eSorb/NALF, Stand Dezember 2016

⁸ Bei den Annahmen für diesen Beispielfall lassen sich 230 kg/h an wiedergewonnenem Ethylacetat in den Produktionsprozess zurückführen. 20 kg/h an Ethylacetat sind zu ersetzen, um Verluste (Reingasemissionen, diffuse Emissionen, Destillationsrückstände) auszugleichen.

der RTO sind 200.000 EUR für Infrastrukturmaßnahmen berücksichtigt. Die Kosten der Lösemittelrückgewinnung setzen sich zu etwa gleichen Teilen aus Absorption, Desorption, Kondensation inklusive Lösemittelaufarbeitung, BHKW, Erstbefüllung mit organischem Hochsieder sowie Infrastrukturmaßnahmen zusammen.

Tabelle 1: Bilanzierung der RTO und Lösemittelrückgewinnung

Folgende Faktoren wurden berücksichtigt:

- Für el. Energie 0,535 kg CO₂/kWh_{el} im Deutschen Strommix 2015 [57]
- Für Erdgas H 0,201 kg CO₂/kWh_{th} nach Verbrennungsrechnung
- Für die Entsorgung des Destillationsrückstandes 2,0 kg CO₂/kg_{LM} nach Verbrennungsrechnung
- Für die Lösemittelherstellung: 2,84 kg CO₂/kg Ethylacetat [56]

Lfd. Nr.	Bezeichnung	RTO			Lösemittelrückgewinnung		
		Menge		CO ₂ -Äquiv. [kg CO ₂ /h]	Menge		CO ₂ -Äquiv. [kg CO ₂ /h]
1	Lösemittelherstellung	250	kg/h	710,0	250	kg/h	710,0
2	Wiedereinsatz rückgewonnener Lösemittel	---			-230	kg/h	-653,2
3	Oxidative Entsorgung in der RTO ⁹	250	kg/h	500,0			
4	Wärmeauskopplung im heißen Bypass ¹⁰	-800	kWh _{th}	-160,8			
5	Elektrische Energie der Abluftreinigung	150	kWh _{el}	80,3	362	kWh _{el}	193,7
6	Kältebereitstellung (<i>minimal</i>)	---			268	kWh _{el}	143,4
7	Kältebereitstellung (<i>maximal</i>)	---			394	kWh _{el}	210,8
8	Erdgasbedarf für Inertgaserzeugung	---			220	kWh _{th}	44,2
9	Erdgasbedarf für Turbine	---			2.100	kWh _{th}	422,1
10	Stromerzeugung in Turbine	---			-630	kWh _{el}	-337,1
11	Entsorgung des Destillationsrückstandes ¹¹	---			20	kg/h	40,0
	Summe	-800	kWh _{th}		2.320	kWh _{th}	
		150	kWh _{el}		0...126	kWh _{el}	
				1.129,5			563,1...630,5

⁹ Der überwiegende Anteil der Lösemittel wird in der RTO oxidiert. Kleinere Massenströme gelangen entweder mit dem Reingas oder durch diffuse Emissionen in die Umwelt und werden dort letztlich durch biologischen Abbau ebenfalls zu CO₂ und H₂O oxidiert.

¹⁰ Brutto; netto sind 88 % nutzbar (704 kWh_{th})

¹¹ Der Destillationsrückstand wird extern durch Verbrennung (z.B. in einer Müllverbrennungsanlage) entsorgt. Für die Bilanzierung werden diese CO₂-Emissionen berücksichtigt.

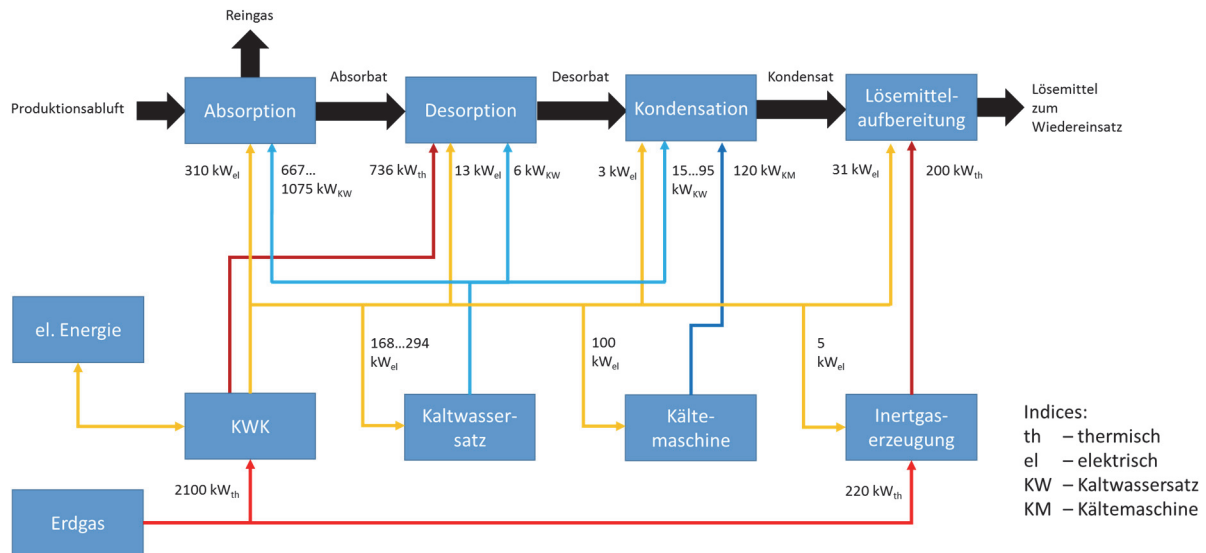


Bild 11: Energieflüsse der Lösemittelrückgewinnung (nach [55])

Die Abschätzung der Wirtschaftlichkeit basiert auf einem Vergleich der Kosten für einen Zeitraum von fünf Jahren. Neben den Investitionskosten sind hierfür auch die Betriebsmittelkosten zu ermitteln, die aus der Bilanzierung in Tabelle 2 abgeleitet werden können. Die wesentlichen Kosten für die RTO ergeben sich aus dem Einkauf der Lösemittel. Außerdem ist für den Betrieb der Ventilatoren, Antriebe etc. elektrische Energie notwendig. Wie bereits oben beschrieben, wird die Auskopplung von Prozesswärme im heißen Bypass dem Verfahren gutgeschrieben. Hierbei wird ein Wirkungsgrad $\eta_{th} = 0,88$ berücksichtigt.

Die Rückgewinnung der Lösemittel führt zu einem deutlich geringeren Einkauf (neuer) Lösemittel, um lediglich Verluste im Verfahren, das von einer Rückgewinnungsquote von 92 % ausgeht, auszugleichen. Es werden insbesondere für die Kälteerzeugung erhebliche Mengen elektrischer Energie benötigt, deren Bedarf jahreszeitlich schwankt. In das Konzept ist eine Turbine mit 2,1 MW Feuerungswärmeleistung und einem elektrischen Wirkungsgrad $\eta_{el} = 0,3$ integriert. Somit wird der Bedarf an Erdgas für den Betrieb des BHKW ebenso berücksichtigt wie die Gutschrift der erzeugten elektrischen Energie. Weitere Kostenpunkte ergeben sich durch den Erdgasbedarf bei der Inertgaserzeugung, die Entsorgung des Destillationsrückstandes und den Ersatz des Hochsieders, der mit dem Reingas ausgetragen wird. Zusätzlich zu den Betriebsmittelkosten von 316 EUR/h bei der RTO bzw. (131 ... 147) EUR/h bei der Rückgewinnung werden in der Kalkulation auch noch jährliche Wartungskosten berücksichtigt. Für die RTO werden 3,5 % der Investition jährlich angesetzt. Bei der Lösemittelrückgewinnung sieht der Ansatz 5,0 % vor. Der höhere Ansatz spiegelt Unwägbarkeiten beim Einsatz dieser innovativen und komplexen Technologie wider.

Tabelle 2: Übersicht der Betriebsmittelkosten von RTO und Lösemittelrückgewinnung

			RTO		Lösemittelrückgewinnung	
1	Einkauf Lösemittel (Etyhlacetat)	1,30 €/kg	250 kg/h	325,00 €/h	20 kg/h	26,00 €/h
2	Elektrische Energie	0,13 €/kWh _{el}	150 kWh _{el} /h	19,50 €/h	630...756 kWh _{el} /h	81,90...98,28 €/h
3	Erdgas	0,0407 €/kWh _{th}	704 kWh _{th} /h	-28,65 €/h	2320 kWh _{th} /h	94,42 €/h
4	Erzeugte elektrische Energie	0,13 €/kWh _{el}	---	---	630 kWh _{el} /h	-81,90 €/h
5	Entsorgung des Destillationsrückstandes	0,30 €/kg	---	---	20 kg/h	6,00 €/h
6	Ersatz des Hochsieders	15,00 €/kg	---	---	0,3 kg/h	4,50 €/h
		Summe		315,85 €/h		130,92...147,30 €/h
7	Wartung	3,5 bzw. 5,0 % von der Investitionssumme		31.500 €/a		182.500 €/a

Bild 12 zeigt die summierten Kosten für die Lösemittelrückgewinnung und die RTO über einen Zeitraum von 5 Jahren (bei – wie schon vermerkt – 6.000 Betriebsstunden pro Jahr). Der anfängliche Kostenvorteil der RTO beruht auf dem niedrigen Investitionsbedarf. Jedoch verursacht die RTO erhebliche laufende Betriebsmittelkosten durch den permanenten Einkauf der Lösemittel. Somit sind die Gesamtkosten beider Verfahren nach 3 Jahren ausgeglichen. Die Lösemittelrückgewinnung führt längerfristig zu geringeren Kosten.

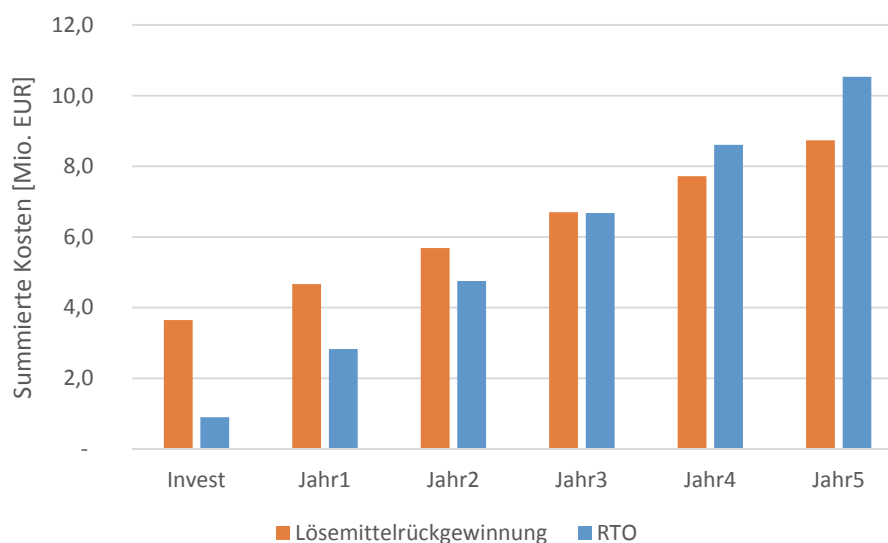


Bild 12: Gegenüberstellung der Kosten für einen 5-jährigen Betrieb von Lösemittelrückgewinnung und RTO

Tabelle 1 zeigt außerdem die mit den einzelnen Strömen verbundenen Emissionen an Kohlenstoffdioxid. Innerhalb des RTO-Verfahrens ergeben sich stündlich Mengen von 1.129,5 kg an CO₂-Äquivalenten. Sie resultieren sowohl aus der Lösemittelherstellung als auch der oxidativen Umsetzung innerhalb der RTO. Aus Tabelle 1 ist zu ersehen, dass der elektrische und thermische Aufwand der Rückgewinnung sehr groß ist. Die bilanzielle Gutschrift der rückgewonnenen Lösemittel sowie die innerhalb der Turbine erzeugte elektrische Energie reduzieren jedoch die Emissionen der CO₂-Äquivalente auf (563,1 ... 630,5) kg/h. Somit werden die Gesamtemissionen an Kohlenstoffdioxid um (44 ... 50) % reduziert.

2.5 Möglichkeiten der Prozesswärmebereitstellung

2.5.1 Ausgangssituation

Produktionsprozesse benötigen häufig Prozesswärme, die bedarfsgerecht bereitgestellt werden muss. Es wird postuliert, dass in diesen Prozessen auch organische Lösemittel freigesetzt werden, die einer Reinigungseinrichtung zugeführt werden müssen. Sofern eine Rückgewinnung der eingesetzten Lösemittel technisch oder wirtschaftlich nicht möglich ist, wird eine oxidative Umsetzung gewählt, wobei z. B. in einer RTO über den heißen Bypass Prozesswärme erzeugt werden kann (Bild 10). Die Möglichkeit, eine RTO zur Thermalölerwärmung zu nutzen, wird nachfolgend einem direktbefeueten Thermalölkessel gegenübergestellt. Die Darstellungen im Abschnitt 2.5 basieren auf der Veröffentlichung [34].¹²

Der Vergleich erfolgt für einen Abluftvolumenstrom von 60.000 m³_n/h, also die bereits diskutierte Beispielproduktion. Es wird ein Bedarf an thermischer Energie in Höhe von 1.700 kW_{th} angesetzt. Bild 13 zeigt die Verschaltung von RTO und direktbefeuetem Thermalölerhitzer. Beide Anlagen können genutzt werden, um Wärme in das Thermalölnetz einzuspeisen. Im linken Teil des Bildes ist eine RTO gezeigt, deren Funktion bereits in Abschnitt 2.3.3 erläutert wurde, auf der rechten Seite befindet sich der Thermalölkessel. Zu dessen Aufgaben zählt der Anfahrprozess des Wärmenetzes sowie die Restaufheizung (Spitzenaufheizung) des Wärmeträgers, die nicht durch die Auskopplung von Reingas im heißen Bypass der RTO bereitgestellt werden kann. In [34] wurde ein vereinfachtes Modell gebildet und die Betriebsweise berechnet mit dem Ziel, den Erdgaseinsatz zu mindern.

¹² Textliche Übernahmen aus der gemeinsamen Veröffentlichung [34] werden in den Abschnitten 2.5.1 bis 2.5.4.1 nicht gesondert kenntlich gemacht.

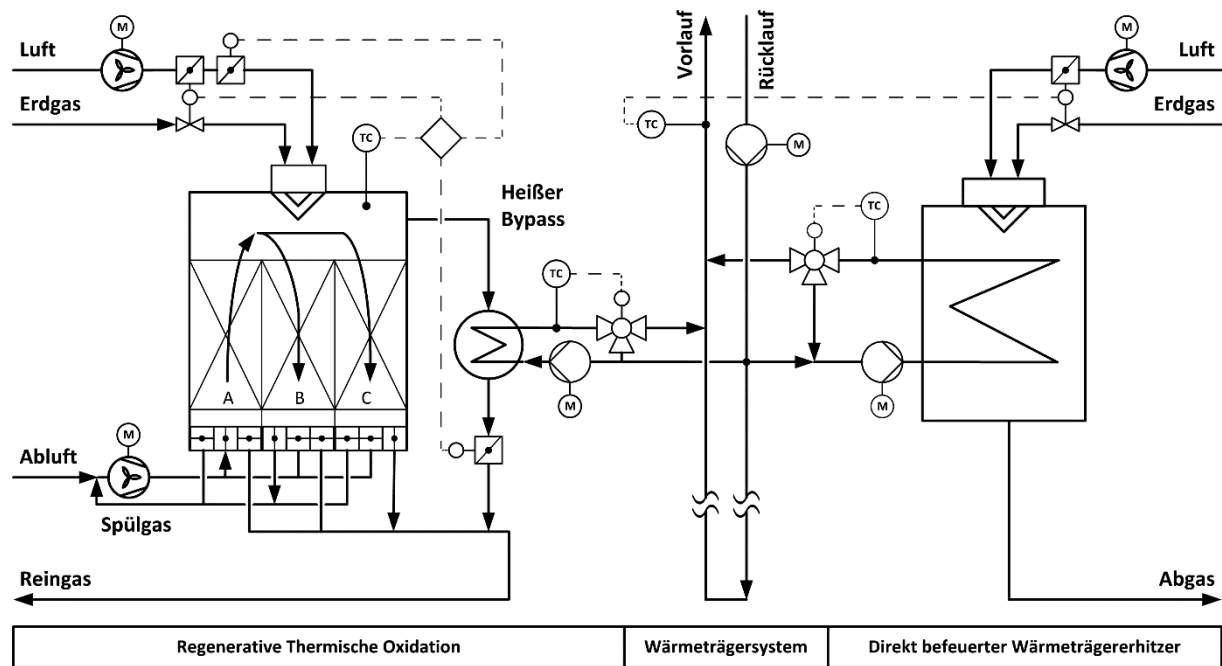


Bild 13: RTO-System und Prozesswärmeerzeugung [34]

2.5.2 Direktbefeuerter Thermalölkessel

Das Modell des direkt befeuerten Wärmeträgererhitzers ist in Bild 14 dargestellt.

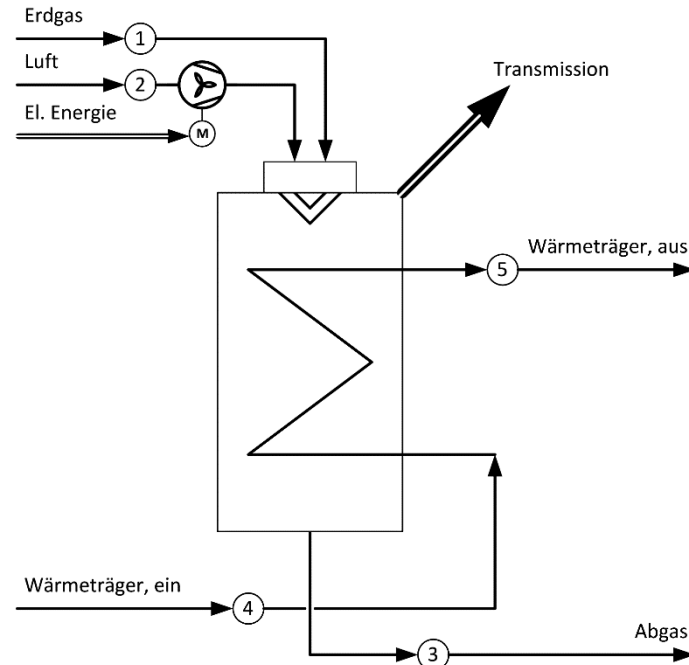


Bild 14: Zur Bilanzierung des direkt befeuerten Wärmeträgererhitzers [34]

Dem Erhitzer (Index Er) werden Erdgas (Enthalpiestrom $\dot{H}_{E,Er}$) und Luft (Enthalpiestrom $\dot{H}_{L,Er}$) in leicht überstöchiometrischem Verhältnis L zugeführt. Als Prozesswärmeleistung wird der Wärmestrom $\dot{Q}_{ü,Er}$

abgeführt, als Abgas (Index Ab) der Enthalpiestrom $\dot{H}_{Ab,Er}$. Die Transmissionswärmeverluste (Index Tr) werden als Anteil von $\dot{Q}_{ü,Er}$ berücksichtigt (Im Gegensatz zur RTO wird im Wärmeträgererhitzer die dem Frischluftventilator zugeführte elektrische Energie nicht die Transmissionswärmeverluste decken. Der zugehörige elektrische Energiestrom wird hier vernachlässigt):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{Tr,Er}}{\dot{Q}_{ü,Er}} \quad (4)$$

mit

ε : Transmissionswärmeverluste als Anteil von übertragenem Wärmestrom

Die Energiebilanz liefert (für den stationären Fall) die Beziehung

$$\dot{H}_{E,Er} + \dot{H}_{L,Er} - \dot{Q}_{Tr,Er} - \dot{Q}_{ü,Er} - \dot{H}_{Ab,Er} = 0 \quad (5)$$

oder mit Gleichung (4)

$$\dot{H}_{E,Er} + \dot{H}_{L,Er} - (\varepsilon + 1) \cdot \dot{Q}_{ü,Er} - \dot{H}_{Ab,Er} = 0 \quad (6)$$

Setzt man vereinfachend für Erdgas und Luft eine Medientemperatur von $\vartheta_1 = \vartheta_2 = 0^\circ\text{C}$ an, erhält man

$$\dot{m}_{Ab,Er} = \dot{m}_{E,Er} \cdot (v_{\min,f} + (L - 1) \cdot l_{\min}) \quad (7)$$

sowie

$$\dot{H}_{E,Er} = \dot{m}_{E,Er} \cdot H_{i,Er} \quad (8)$$

$$\dot{H}_{Ab,Er} = \dot{m}_{Ab,Er} \cdot c_{p,Ab3} \left[\begin{matrix} \vartheta_3 \\ 0 \end{matrix} \right] \cdot \vartheta_3 \quad (9)$$

(Hinweis: Da der Bezugspunkt der spez. Enthalpie zu $\vartheta_0 = 0^\circ\text{C}$ gewählt wurde, wird auf eine Differenzbildung verzichtet)

mit

H_i : Heizwert

l : Luftbedarf, spezifisch

v : Abgasmenge, spezifisch

Indizes:

Ab: Abgas; f: feucht; min: minimal

Es ergibt sich für den Erdgasmassenstrom $\dot{m}_{E,Er}$ die Beziehung:

$$\dot{m}_{\text{E,Er}} = \frac{(\varepsilon + 1) \cdot \dot{Q}_{\text{ü,Er}}}{H_{\text{i,E}} - (v_{\text{min,f}} + (L - 1) \cdot l_{\text{min}}) \cdot c_{\text{p,Ab3}} \Big|_0^{\vartheta_3} \cdot \vartheta_3} \quad (10)$$

bzw.

$$\dot{H}_{\text{E,Er}} = \dot{m}_{\text{E,Er}} \cdot H_{\text{i,E}} \quad (11)$$

Die spezifische Wärmekapazität $c_{p,Ab3}$ errechnet sich aus der Zusammensetzung des Abgases.

2.5.3 Prozesswärmeauskopplung im heißen Bypass einer RTO

2.5.3.1 Prozesswärmeauskopplung bei Nennlastbetrieb der RTO

Die Modellbildung für ein RTO-System gestaltet sich aufwendig, weil die zugehörigen funktionalen Abläufe zeitabhängig sind. Zur vereinfachten rechnerischen Abschätzung der Verhältnisse hat es sich als zweckmäßig erwiesen, das zeitabhängig arbeitende Regeneratorsystem in ein stationär arbeitendes Rekuperatorsystem zu überführen [33, 54]. Ein zugehöriges Ersatzschaltbild findet sich in Bild 15.

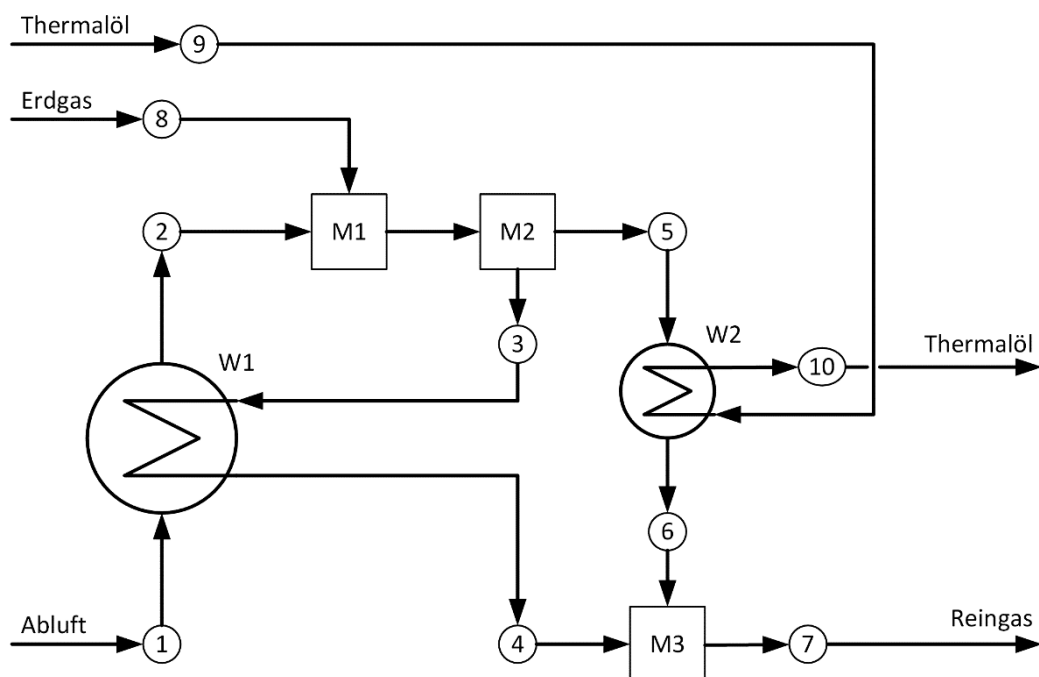


Bild 15: RTO-Ersatzsystem für vereinfachte Betrachtungen [34]

Der Wärmeübertragungsapparat W1 ersetzt die Regeneratoren (A, B, C in Bild 13), M1 bezeichnet den Brenner, der – wie bereits bemerkt – mit Ausnahme des Aufheizbetriebes ohne Brennerfrischluft betrieben werden sollte, zumal sonst mehr Brennstoff benötigt würde (siehe z. B. [49]). In M2 teilt sich das Reingas auf die Apparate zur Wärmeübertragung W1 und W2 auf. In W2 wird der Wärmeträger erhitzt und in der Mischstelle M3 das abgekühlte Reingas aus W1 und W2 zusammengeführt, bevor es

das System verlässt. Geht man weiter davon aus, dass der Ventilator zur Förderung von Abluft und Reingas in der Abluft positioniert ist, dissipiert dessen (elektrische) Antriebsenergie weitestgehend im System. Näherungsweise werden hierdurch die Transmissionswärmeverluste kompensiert, so dass sie für dieses System nicht weiter betrachtet werden. Es gilt dann für den in W1 übertragenen Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W1} = \dot{m}_{Al} \cdot \left(c_{p,Al2} \int_0^{\vartheta_2} \cdot \vartheta_2 - c_{p,Al1} \int_0^{\vartheta_1} \cdot \vartheta_1 \right) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W1} = \dot{m}_{R3} \cdot \left(c_{p,R3} \int_0^{\vartheta_3} \cdot \vartheta_3 - c_{p,R4} \int_0^{\vartheta_4} \cdot \vartheta_4 \right) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W1} = k_{W1} \cdot A_{W1} \cdot \Delta\vartheta_m \quad (14)$$

und

$$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_3 - \vartheta_2) - (\vartheta_4 - \vartheta_1)}{\ln \frac{(\vartheta_3 - \vartheta_2)}{(\vartheta_4 - \vartheta_1)}} \quad (15)$$

für den Fall ungleicher Kapazitätsströme auf der wärmeauf- und wärmeabgebenden Seite von W1.

In den obigen Gleichungen bedeuten:

A : Wärmeübertragende Fläche des Wärmeübertragungsapparats W1

c_p : Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

k : Wärmedurchgangskoeffizient des Wärmeübertragungsapparats W1

\dot{m} : Massenstrom

$\dot{Q}_{\ddot{u}}$: Übertragener Wärmestrom

ϑ : Temperatur (Celsius-Skala)

Indizes: Al: Abluft; m: mittlere; R: Reingas; W: Wärmeübertragungsapparat; 1, 2, 3, ...: laufender Index (Bild 15)

Für den Wärmedurchgangskoeffizienten k im Apparat zur Wärmeübertragung W1¹³ gilt:

¹³ Wärmedurchgangskoeffizient für die einschichtige, ebene Wand; vereinfachend angesetzt

$$k_{W1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (16)$$

mit

s : Wanddicke

α : Wärmeübergangskoeffizient

λ : Wärmeleitkoeffizient der Wandung im Wärmeübertragungsapparat

Indizes:

a: außen; i: innen

Aufgrund der in RTO-Anlagen i. A. eingesetzten Wabenkörper mit relativ niedrigen Wandstärken ist es im Zuge dieser rechnerischen Abschätzung vertretbar, den Ausdruckes s/λ zu vernachlässigen. Für den Fall ohne Heißgasaukoppelung kann

$$\alpha_i \approx \alpha_a \quad (17)$$

angenommen werden.

Wird hingegen Heißgas ausgekoppelt und Prozesswärme in W2 erzeugt, gilt mit guter Näherung

$$Nu \sim Re^n \quad (18)$$

bzw.

$$\alpha \sim \dot{m}^n, \quad (19)$$

mit

Nu : Nußelt-Zahl

Re : Reynolds-Zahl

n : Exponent

Damit kann man

$$\frac{\alpha_i}{\alpha_a} = \left(\frac{\dot{m}_{1,2}}{\dot{m}_{3,4}} \right)^n \quad (20)$$

postulieren und k je nach ausgekoppeltem Heißgasmassenstrom abschätzen.

Weiter kann der eingespeiste Erdgasmassenstrom im Verhältnis zum sehr großen Abluftmassenstrom vernachlässigt werden.

Eine Energiebilanz an W2 ergibt

$$\dot{H}_{R5} - \dot{Q}_{ü,W2} - \dot{H}_{R6} = 0 \quad (21)$$

mit

\dot{H} : Enthalpiestrom

bzw.

$$\dot{m}_{5,6} = \frac{\dot{Q}_{ü,W2}}{\frac{c_{p,R5} \cdot \vartheta_5 - c_{p,R6} \cdot \vartheta_6}{0}} \quad (22)$$

2.5.3.2 Prozesswärmeauskopplung bei Teillastbetrieb der RTO

In Abschnitt 2.5.3.1 wird die Auskopplung im heißen Bypass über W2 für den Fall des Nennlastvolumenstromes betrachtet. Es ist jedoch auch möglich, dass der Abluftvolumenstrom produktionsbedingt gegenüber dem Auslegungszustand reduziert wird. Dieses Verhalten kann mit dem bereits dargestellten Ansatz ebenfalls abgebildet werden.

Nach Gleichung (14) und (16) gilt für den Apparat zur Wärmeübertragung W1

$$\dot{Q}_{ü,W1} = k_{W1} \cdot A_{W1} \cdot \Delta\vartheta_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \cdot A_{W1} \cdot \Delta\vartheta_m \quad (23)$$

Der Ausdruck s/λ wird wieder vernachlässigt. Die Wärmeübergangskoeffizienten α_i und α_a sind abhängig vom Betriebszustand der RTO im Vergleich zum Auslegungszustand. Im Teillastfall ergibt sich mit dem Ansatz der Gleichung (20) ein Wärmedurchgangskoeffizient k von:

$$k_{W1} = \frac{1}{\frac{1}{\left(\frac{\dot{m}_{1,2,TL}}{\dot{m}_{1,2,NL}}\right)^n \cdot \alpha_i} + \frac{1}{\left(\frac{\dot{m}_{3,4,TL}}{\dot{m}_{3,4,NL}}\right)^n \cdot \alpha_a}} \quad (24)$$

mit

Indizes:

NL: Auslegungsmassenstrom

TL: Teillastmassenstrom (mit Berücksichtigung einer Heißgasauskopplung)

Die weitere Berechnung läuft dann analog zu den Ausführungen in Abschnitt 2.5.3.1 ab.

2.5.4 Berechnung und Bewertung

Es wird der Fall betrachtet, dass der direkt befeuerte Wärmeträgererhitzer keine Prozesswärme mehr erzeugen würde, auch nicht bei einem unterautothermen und autothermen Betrieb der RTO. Zur Bestimmung des für eine Wärmeträgererhitzung jetzt zusätzlich notwendigen Erdgasenthalpiestromes $\dot{H}_{E,zus}$ wird zunächst eine auszukoppelnde Wärmeträgerleistung $\dot{Q}_{ü,W2}$ vorgegeben. Zusätzlich ist auch die Reingasaustrittstemperatur festzulegen. Hieraus resultiert mit dem Festwert für die Reaktorkopf-temperatur ($\vartheta_{3,5}$) der auszukoppelnde Reingasmassenstrom $\dot{m}_{5,6}$ (Gleichung (22)). Hat man zuvor die Vorwärmtemperatur $\vartheta_{2,oH}$ der Abluft ohne Heißgasauskopplung (Index oH) definiert und mithilfe der Gleichungen (12) bis (15) die Größe $k \cdot A$ bestimmt, kann nun unter Verwendung der Gleichungen (16) und (20) der durch Reingasauskopplung veränderte Wärmedurchgang berechnet werden, wobei die wärmeübertragende Fläche A unverändert bleibt. Durch Iteration ergibt sich die neue Abluftvorwärmtemperatur $\vartheta_{2,mH}$ (Index mH: mit Heißgasauskopplung). Daraus resultiert der zur Wärmeauskopplung benötigte zusätzliche Brennstoffenthalpiestrom (Erdgas):

$$\dot{H}_{E,zus} = \dot{m}_{Al} \cdot \left(c_{p,Al2,oH} \int_0^{\vartheta_{2,oH}} \cdot \vartheta_{2,oH} - c_{p,Al2,mH} \int_0^{\vartheta_{2,mH}} \cdot \vartheta_{2,mH} \right) \quad (25)$$

2.5.4.1 Ergebnisse der Berechnungen

Betrachtet werden soll wiederum der gewählte Beispielbetrieb mit einem Abluftmassenstrom von

$$\dot{m}_{1,2} = 77.850 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} (\cong 60.000 \text{ m}_n^3 \cdot \text{h}^{-1} = \dot{V}_{Al,n})$$

Die für die Tiefdruck- und Flexoverpackungsmaschinen benötigte Prozesswärmeleistung beträgt – wie schon festgelegt –

$$\dot{Q}_{üW2} = 1.700 \text{ kW}$$

Die Brennkammertemperatur ist mit

$$\vartheta_{3,5} = 855 \text{ °C}$$

fixiert, die Abluftvorwärmtemperatur ohne Heißgasauskopplung mit

$$\vartheta_{2,oH} = 825 \text{ °C},$$

so dass für einen autothermen Betrieb der RTO-Anlage eine Temperaturdifferenz von

$$\vartheta_3 - \vartheta_{2,oH} = 30 \text{ K}$$

zu überwinden ist. Diese Temperaturdifferenz ist ohne Heißgasaukopplung entweder durch die chemisch gebundene Energie der Lösemittel oder des Erdgases aufzubringen, sie ist daher quasi dem Abluftreinigungsprozess an sich geschuldet.

Setzt man für den Exponenten $n = 0,5$ (¹⁴, siehe auch [59]), ergeben sich die in Bild 4 dargestellten Wirkungsgrade

$$\eta_{\text{RTO}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ü,W2}}}{\dot{H}_{\text{E,zus}}} \quad (26)$$

als Funktion des Verhältnisses Ω

$$\Omega = \frac{\dot{Q}_{\text{ü,W2}}}{\dot{V}_{\text{Al,n}}} \quad (27)$$

Eine Stabilitätsberechnung zeigt, dass n keinen entscheidenden Einfluss auf die hier erhaltenen Ergebnisse hat, wenn der Parameter beispielsweise im Bereich von $0,4 < n < 0,6$ liegt. Zum Vergleich sind in Bild 16 die Wirkungsgrade η_{Er} des direkt befeuerten Wärmeträgererhitzers eingezeichnet. Sie sind unabhängig von Ω und für ein Luftverhältnis von $L = 1,2$ sowie $\epsilon = 0,015$ berechnet.

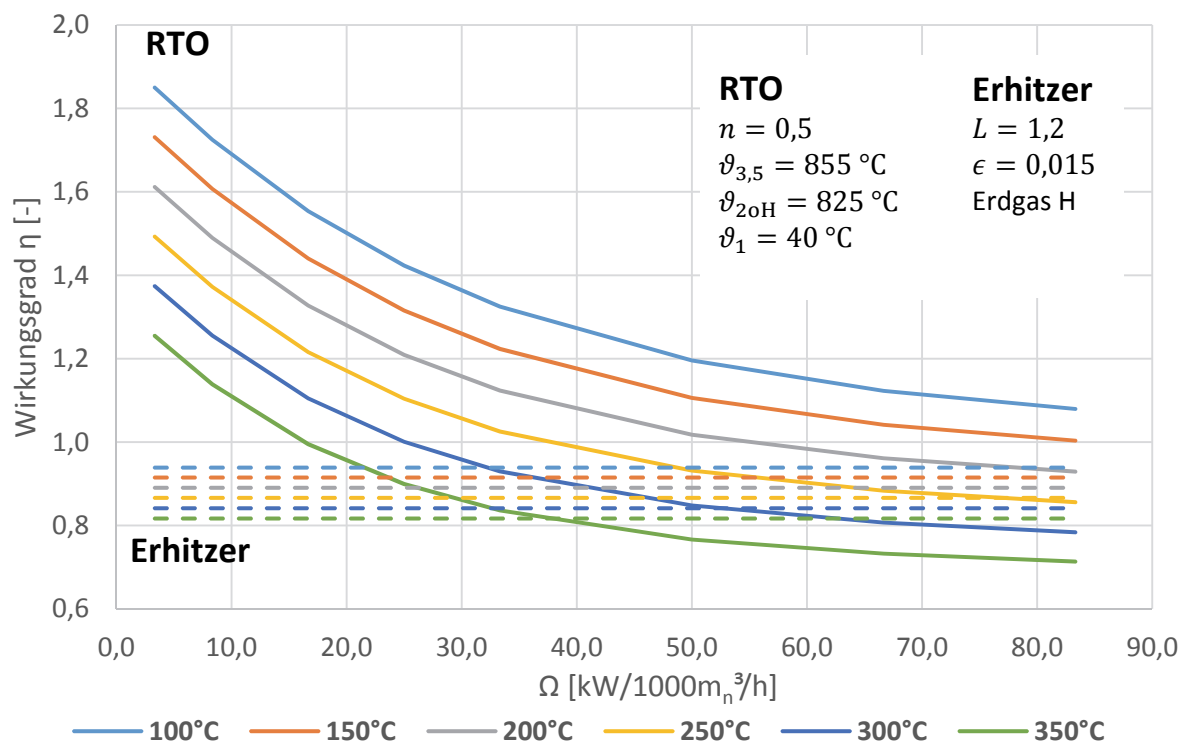


Bild 16: Wirkungsgrad der Prozesswärmeerzeugung innerhalb der RTO-Anlage (durchgezogene Linien; Parameter: Austrittstemperatur von W2) im Vergleich zum direkt befeuerten Wärmeträgererhitzer (gestrichelte Linie; Wärmeträger: Thermalöl; Parameter: Austrittstemperatur abgasseitig) [34]

¹⁴ Im Gültigkeitsbereich $n = 0,5$ für laminare Strömung.

Es zeigt sich, dass beispielsweise für $\Omega = 28,33 \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot 1000^{-1} \cdot \text{m}_n^{-3}$ ($\dot{Q}_{\text{üW2}} = 1.700 \text{ kW}$) und eine Abgas-/Reingastemperatur von 250°C ein direkt befeuerter Wärmeträgererhitzer etwa 1.930 kW an Erdgas benötigen würde, die RTO hingegen lediglich etwa 1.570 kW , also etwa 20% weniger. Verblüffenderweise erzeugt die RTO-Anlage die Prozesswärme mit einem Wirkungsgrad von größer Eins. Eine nähere Betrachtung führt aber zu der Erkenntnis, dass der Energieerhaltungssatz sehr wohl erfüllt ist und das Phänomen auf das verbesserte Teillastverhalten des Abluftvorwärmers bei Heißgasauskopplung zurückzuführen ist. Erst bei Werten von $\Omega > 75 \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot 1000^{-1} \cdot \text{m}_n^{-3}$ (entsprechend Wärmeträgerleistungen $> 4.500 \text{ kW}$ im Beispielfall) gestaltet sich der Betrieb des direkt befeuerten Erhitzers als günstiger.

Bild 16 verdeutlicht aber auch, dass die Austrittstemperatur von W2 einen wesentlichen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Wärmeerzeugung hat. Je niedriger diese Temperatur bei den angenommenen Rahmenbedingungen ist, desto höher ist insgesamt der Wirkungsgrad. Das ausgewählte Beispielunternehmen betreibt ein Thermalölnetz (Vorlauf ca. 230°C , Rücklauf 200°C) zur Prozesswärmebereitstellung an den Produktionsmaschinen. Sofern jedoch ein anderes Wärmeträgernetz (z. B. Druckwasser) zur Verfügung steht, kann eine niedrigere Austrittstemperatur nach W2 erreicht werden, und der Wirkungsgrad der Auskopplung steigt.

In der Praxis wird die Abgasreinigungsanlage vielfach in Teillast und nicht bei Volllast betrieben. Mit dem beschriebenen Ansatz sind in Bild 17 die Wirkungsgrade der Prozesswärmeerzeugung im Teillastbetrieb aufgezeigt¹⁵ (oben: Nennlast mit $60.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$; unten: Teillast mit $40.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$). Es ist jeweils der thermische Wirkungsgrad über der Auskopplung im heißen Bypass aufgetragen. Farblich gekennzeichnet sind die verschiedenen erreichten Temperaturen im heißen Bypass nach dem Wärmeübertragungsapparat W2.

Wie man sieht, führt auch im Teillastverhalten eine Prozesswärmeerzeugung im heißen Bypass der RTO zu Wirkungsgraden größer Eins. Bei kleinen Auskopplungen im heißen Bypass ist die Prozesswärmeerzeugung tendenziell effizienter, während bei hohen Auskopplungen von $(2.000 \dots 3.000) \text{ kW}$ die Effizienz über alle Austrittstemperaturen abnimmt. An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Vorwärmtemperatur (ϑ_2) innerhalb der RTO bei einer Auskopplung von 3.500 kW im Teillastbetrieb und einem Temperaturniveau nach W2 von 300°C auf 540°C einbricht. Ebenso ist die damit verbundene Auskopplung von 40% zu hinterfragen.¹⁶

¹⁵ Die übrigen Betriebsparameter der RTO blieben gegenüber den bisherigen Betrachtungen unverändert.

¹⁶ Im RTO-Anlagenbetrieb sind eine Vorwärmtemperatur von 600°C und ein maximaler Auskopplungsgrad von 30% erstrebenswert. Auch wenn die Brennkammertemperatur durch eine Erdgasfeuerung sichergestellt ist, muss ein kontrolliertes Temperaturprofil gewährleistet sein.

2.5.4.2 Diskussion und Bewertung

Die Prozesswärmeerzeugung im heißen Bypass einer RTO bietet dem Betreiber die Möglichkeit, die chemisch gebundene Energie in den zu entsorgenden Abluftinhaltsstoffen zu nutzen. Ebenso ist die Nutzung des heißen Bypasses zur Steuerung des Temperaturprofils innerhalb der Anlage zwingend notwendig [33]. Wie im Schema (Bild 13) zu sehen, wird das Wärmeträgernetz sowohl durch einen direktbefeuerten Kessel als auch über eine Auskopplung im heißen Bypass der RTO bedient. Die in [34] dargestellten Erkenntnisse sowie das analoge Verhalten im Teillastbetrieb (Abschnitt 2.5.4.1) können dazu führen, die Wärmeauskopplung im heißen Bypass als primäre Prozesswärmequelle zu nutzen. Dass bei einem Teillastbetrieb weniger Prozesswärme auskoppelbar ist, geht i. d. R. auch mit einem geringeren Wärmebedarf in der Produktion einher. Eine wesentliche Einflussgröße auf den Wirkungsgrad stellt das erreichbare gaseitige Temperaturniveau nach dem Apparat zur Wärmeübertragung dar.

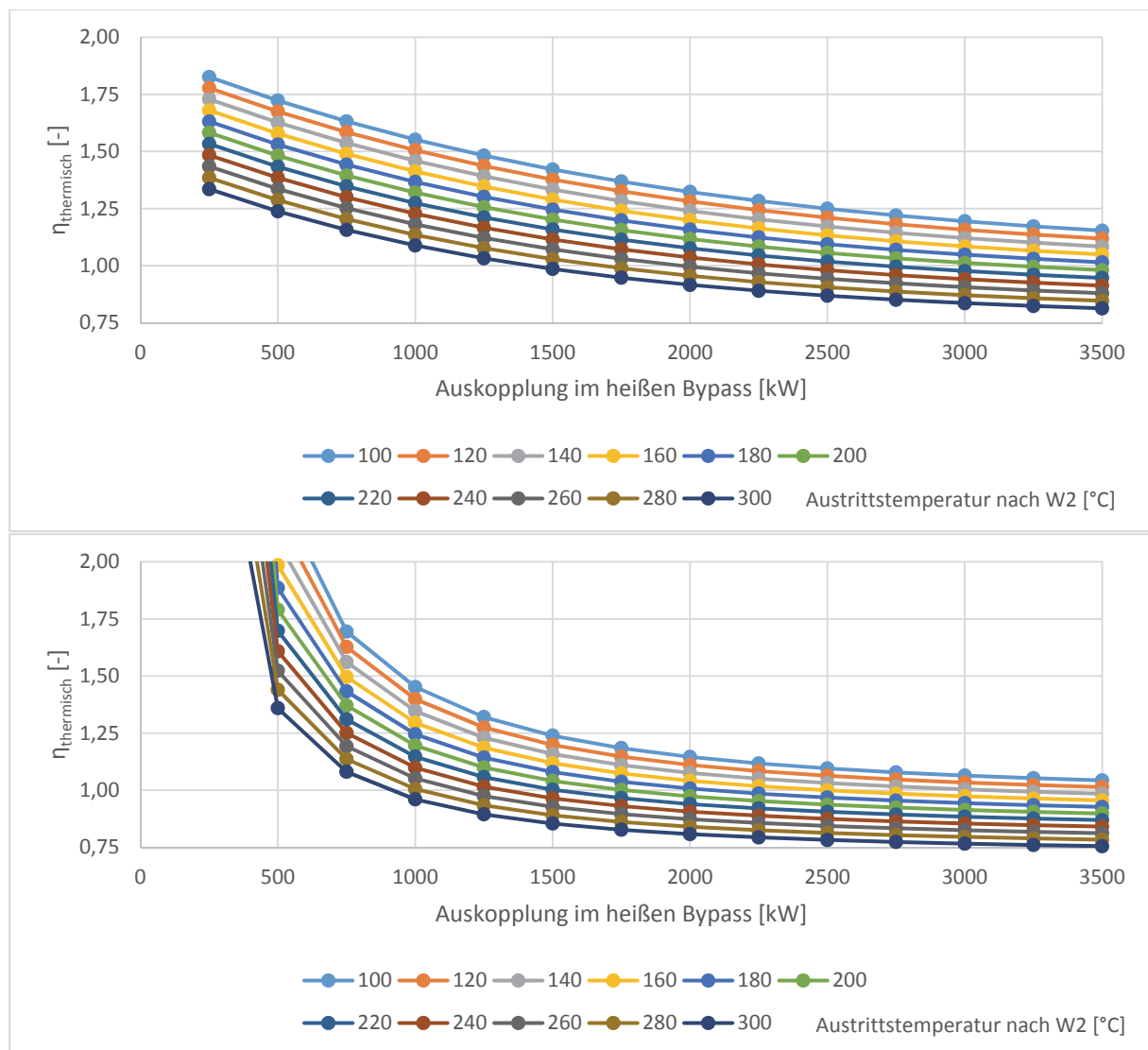


Bild 17: Wirkungsgrade für die Prozesswärmeerzeugung bei verschiedenen Auskopplungen im heißen Bypass, unterschieden nach Austrittstemperatur nach Wärmeübertragungsapparat W2 (oben: RTO-Betrieb bei $60.000 \text{ m}^3/\text{h}$ Nennlast, unten: RTO-Betrieb bei $40.000 \text{ m}^3/\text{h}$ Teillast)

Nichtsdestotrotz ist der direkt befeuerte Wärmeträgererhitzer notwendig, wenn in der Produktion Stoffe ohne organische Inhaltsstoffe eingesetzt und freigesetzt werden, die nicht durch eine RTO behandelt werden müssen. In diesem Fall besteht der Wärmebedarf der Produktionsanlagen weiterhin. Auch für das Anfahren des Wärmeträgernetzes sowie als Redundanz ist der direkt befeuerte Erhitzer notwendig.

2.5.5 Resümee

Der erreichbare Wirkungsgrad bei der Prozesswärmeauskopplung im heißen Bypass bei einem immissionsschutzrechtlich notwendigen Betrieb einer RTO-Anlage kann es ermöglichen, Produktionsprozesse effizienter zu betreiben. Abschnitt 2.4 hat gezeigt, dass die Abluftreinigungseinrichtung ein Kostenfaktor für den Produktionsbetrieb ist, der – unabhängig von den Investitionskosten – nicht unerhebliche Betriebsmittelkosten für elektrische und thermische Energie verursacht. Nach [49] kann die betrachtete Abluftreinigungseinrichtung auch als KWK¹⁷-Anlage geplant werden. Hierbei ergibt sich zusätzlich die Möglichkeit, nicht benötigte Prozesswärme zur Erzeugung elektrischer Energie zu nutzen. Eine Betrachtung und Bewertung möglicher Varianten schließt sich im nächsten Kapitel an.

¹⁷ KWK: Kraft-Wärme-Kopplung

3. Konzepte zur Erzeugung elektrischer Energie im heißen Bypass einer RTO

3.1 Ausgangssituation

Die Preise für elektrische und thermische Energie im industriellen Bezug haben sich in den letzten Jahren unterschiedlich entwickelt [60]. Nach [61] ist der Bezugspreis für Strom (ohne Umsatzsteuer (USt.)) seit 1998 von 9,34 auf 15,04 Cent/kWh im Jahr 2016 gestiegen.¹⁸ In einer Gegenüberstellung aus Daten des Statistischen Bundesamtes [31] für 2008 bis 2016 ist die Entwicklung der Bezugspreise für Strom und Erdgas zu verfolgen (Bild 18). In dieser Abbildung wird deutlich, dass der Erdgaspreis im Betrachtungszeitraum um 1,09 Cent/kWh gesunken ist, während der Strompreis um 3,26 Cent/kWh angestiegen ist. Im ersten Halbjahr 2016 unterscheiden sich die Preise damit um den Faktor 5.

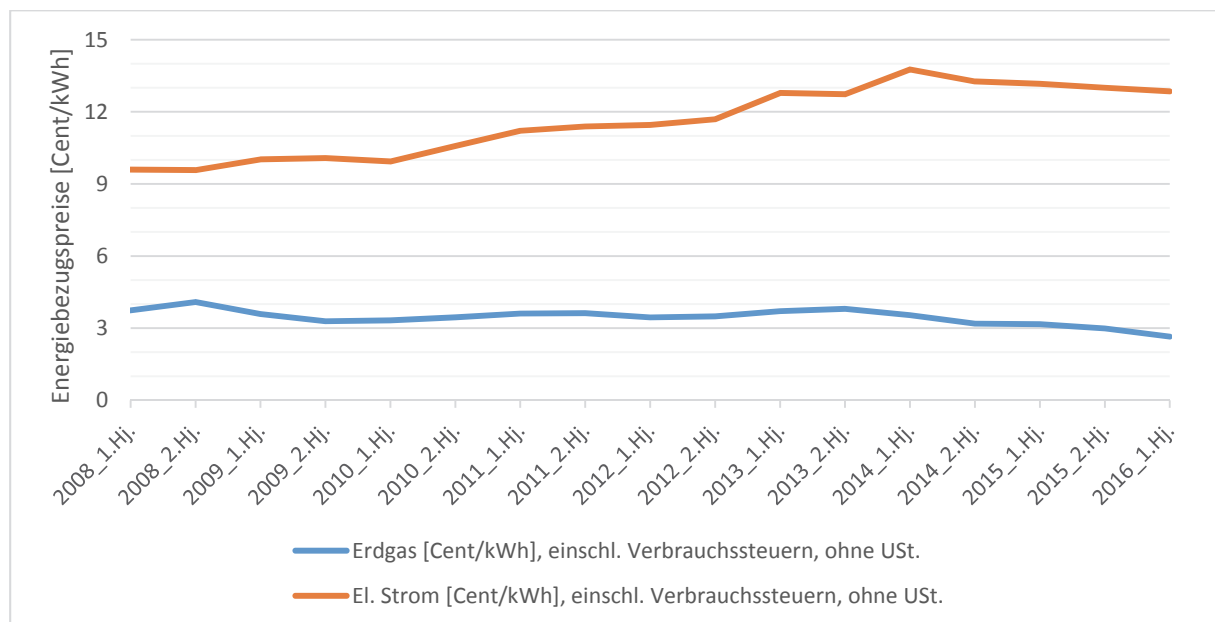


Bild 18: Entwicklung der industriellen Energiebezugspreise [31]

Grundlage für die Umwandlung der Wärme in technische Arbeit ist ein Kreisprozess. Darin wird einem komprimierten Arbeitsmedium kontinuierlich Hochtemperaturwärme zugeführt.¹⁹ Das Medium erfährt dadurch eine Zustandsveränderung und kann infolgedessen Nutzarbeit abgeben (Entspannung). Anschließend wird niedertemperaturierte Wärme (Abwärme) abgegeben. Zur Schließung des Kreislaufes ist eine erneute Kompression des Mediums notwendig. Grundlage bildet der 1824 von Nicolas Carnot

¹⁸ Die unterschiedlichen Preise ergeben sich aus verschiedenen Datenquellen. Insbesondere die Spannweite für den Strombezugspreis ist erheblich [31, 60, 61].

¹⁹ Grundlage des klassischen Kraftwerksprozesses ist zunächst die Erzeugung eines Verbrennungsgases mit hoher Temperatur, um einen höchstmöglichen Wirkungsgrad zu erzielen. Daneben gibt es mit dem ORC-Prozess (Organic Rankine Cycle) noch einen Kreisprozess, der auch mit niedrigeren Gastemperaturen (ab etwa 80 °C) arbeitet (Einsatz z. B. bei der Geothermie; vgl. Abschnitt 3.2.4).

(1796-1832) eingeführte Carnot-Prozess, der aus je zwei Isothermen und Isentropen besteht. Die Beschreibung des Kreisprozesses erfolgt dabei für ein ideales Gas (Zustandsgleichung für ideale Gase) [62].

3.2 Verfahrensübersicht

Für die Erzeugung von elektrischer Energie ist eine Vielzahl von Technologien einsetzbar [62]. Von [63] wird ein Hybrid-Kraftwerk untersucht, das die heißen Abgase einer Brennstoffzelle in einer Turbine verstromt. Es sind dabei – laut [63] – Wirkungsgrade von 70 % theoretisch möglich.

Für den hier diskutierten Einsatzfall wird die thermische Energie durch Auskopplung eines Heißgases aus der Brennkammer einer RTO zur Verfügung gestellt. Dieses steht kontinuierlich mit einem Temperaturniveau von ca. 850 °C zur Verfügung. Je nach Betriebszustand und Anwendungsfall kann die Temperatur des ausgekoppelten Heißgases im Bereich von (800 ... 950) °C schwanken.

3.2.1 Stirling-Motor

Nach [60] kann ein Stirling-Motor zur elektrischen Energieerzeugung im Bypass einer thermischen Nachverbrennungseinrichtung eingesetzt werden. Im Stirling-Prozess wird ein Arbeitsmedium (z. B. Helium) in zwei Zylindern kontinuierlich erwärmt und abgekühlt. Durch Kompression, Expansion und Transport des Gases zwischen den Zylindern werden Kolben angetrieben, die wiederum mit einem Generator gekoppelt sind. In [60] wurde die Kombination einer thermischen Nachverbrennungseinrichtung mit einem Stirling-Motor als KWK-Anlage diskutiert. Unter der Prämisse einer erheblichen Preisspreizung zwischen Strom- und Erdgaspreis kann ein solches Konzept wirtschaftlich sein.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird das Konzept eines Stirling-Motors nicht weiterverfolgt, da es offenbar keine Anbieter in der notwendigen Leistungsklasse gibt. Eine Realisierung dieses Technologieansatzes scheint somit zumindest derzeit nicht möglich.

3.2.2 Dampfkraftprozess

Im Dampfkraftprozess wird Wasser als Arbeitsmedium eingesetzt. Es werden – im Idealfall – kontinuierlich vier Zustandsänderungen durchlaufen:

- Isentrope Verdichtung des Wassers
- Isobare Wärmezufuhr im Verdampfer und Überhitzer
- Isentrope Entspannung in der Turbine
- Isobare Wärmeabfuhr im Kondensator

Diese Darstellung wird als Clausius-Rankine-Prozess bezeichnet und geht auf Rudolf Clausius (1822-1888) und William Rankine (1820-1872) zurück [62]. Bei der Übertragung auf einen realen Prozess sind

Wirkungsgrade bei der Verdichtung des Wassers und bei der Entspannung des Dampfes sowie Druckverluste in den einzelnen Apparaten zu berücksichtigen.

Das Arbeitsmedium erfährt im Verdampfer eine Phasenänderung aus dem flüssigen in den dampfförmigen Zustand. Zum umgekehrten Phasenübergang kommt es zum einen in der Turbine, die in praxi zu etwa 10 % in das Nassdampfgebiet entspannt, und zum anderen im Kondensator. In der wässrigen Phase wird der Druck erneut gesteigert, da dies mit einem geringeren Aufwand behaftet ist (vgl. Abschnitt 3.2.3). Der Clausius-Rankine-Prozess ist der klassische Kreisprozess in „herkömmlichen“ Kraftwerken. Literaturquellen führen zahlreiche Maßnahmen auf, die zu einer Wirkungsgradsteigerung führen können (z. B. Zwischenüberhitzung) (siehe u.a. [62]). Ebenso kann der Dampfkraftprozess mit einem Gasturbinenprozess kombiniert werden (GuD-Prozess), um Gesamt-Wirkungsgrade von etwa 60 % zu erzielen [64].²⁰

3.2.3 Gasturbinenprozess

Beim Gasturbinenprozess – der idealisiert als Joule-Prozess (nach James Joule, 1818-1889) beschrieben wird – liegt das Arbeitsmedium in einer (homogenen) Gasphase vor. Ein Verdichter ist dabei mit einer Turbine als Expansionsmaschine gekoppelt. Durch eine Wärmezufuhr zum komprimierten Gas ergibt sich im Bilanzkreis eine überschüssige Leistung im Prozess. Da für den Prozess Umgebungsluft genutzt wird, die nach der Turbine der Umwelt (über einen Kamin) wieder zugeführt wird, kann der Joule-Prozess auch als offener Kreisprozess bezeichnet werden [62]. Analog zum Dampfkraftprozess wird der ideale Gasturbinenprozess durch folgende Zustandsänderungen gebildet:

- Isentrope Verdichtung der Umgebungsluft
- Isobare Wärmezufuhr in einer Brennkammer
- Isentrope Entspannung in der Turbine

Auch im Joule-Prozess lassen sich verschiedene Verbesserungsmöglichkeiten realisieren, die hier jedoch nicht weiter betrachtet werden (siehe auch Abschnitt 3.2.2).

3.2.4 Weitere Möglichkeiten

Neben den beiden in den Abschnitten 3.2.2 und 3.2.3 kurz vorgestellten Prozessen existieren weitere Möglichkeiten zur Umwandlung von thermischer in elektrische Energie. Dabei wird der ORC-Prozess (Organic Rankine Cycle) häufig als „klassische“ Möglichkeit zur Erzeugung von Strom aus Abwärme niedrigen Temperaturniveaus genannt. In [48] wurde durch verschiedene Autoren der ORC-Prozess

²⁰ Die Betrachtung verschiedener Verfahrensalternativen in der vorliegenden Arbeit beschränkt sich auf die klassischen Kreisprozesse, um die grundsätzliche Eignung bewerten zu können. Es werden keine weitergehenden Optimierungen, die einem Detailengineering gleichkämen, vorgenommen.

untersucht. Es handelt sich dabei um einen geschlossenen Kreisprozess in Analogie zum Clausius-Rankine-Prozess, der aber statt Wasser bzw. Dampf ein organisches Arbeitsmedium nutzt, das bei niedrigeren Temperaturen ein günstigeres „Arbeitsfenster“ hat. Damit einher geht die Einschränkung, dass für den avisierten Anwendungsfall im Hochtemperaturbereich ein ORC-Prozess nicht geeignet ist.²¹

Weitere Umwandlungsmöglichkeiten zur Erzeugung von Strom aus Wärme (z. B. thermoelektrische Konversion) sind in der benötigten Leistungsklasse bislang nicht realisierbar [65].

3.3 Verfahrensalternativen

Die zu vergleichenden Alternativen bestehen aus einer Regenerativen Thermischen Nachverbrennungsanlage (RTO) zur Abgasreinigung und einer Heißgasauskopplung mit integrierter Stromerzeugung (Bild 19). Die Abluft mit VOC-haltigen Bestandteilen wird durch den Ventilator V100 in den Regenerator R101 gefördert. Im Regenerator erwärmt sich die Abluft und wird spätestens in der Brennkammer mit Zusatzbrennstoff zu Kohlenstoffdioxid und Wasser oxidiert. Im Regenerator R103 kühlt sich das Reingas wieder ab. Vor dem zyklischen Umschalten der Regeneratoren auf Reingas-Betrieb ist noch eine Spülung notwendig, um Kontaminationen des Reingases mit Konzentrationsspitzen an organisch gebundenem Kohlenstoff zu verhindern. Hierzu wird der Regenerator durch Zurückziehen eines Reingasvolumenstroms gespült. Dieser wird als Emission Cut Back wieder der Abluft vorgelegt (Bild 19). Im überautothermen Betrieb der RTO wird ein Teil des Reingases über den heißen Bypass ausgekoppelt (siehe auch Abschnitt 2.4.2). Nach den Erkenntnissen aus Abschnitt 2.5 bzw. [34] kann dies auch im unterautothermen Betrieb, unter Einsatz von Zusatzbrennstoff, energetisch vorteilhaft sein.²²

Bei der Verfahrensalternative 1 befinden sich im heißen Bypass die drei Wärmeübertragungsapparate W201, W202 und W203. Diese kühlen das Reingas ab, bevor es über die Regelungsklappe K250 in den Kamin geleitet wird. Der Dampfkreislauf wird betrieben durch die Pumpe P240, die das Wasser auf den notwendigen Druck bringt. Im Apparat zur Wärmeübertragung W201 erfolgt eine Vorwärmung des Wassers (sog. Economizer, oft auch als Eco abgekürzt), in W202 verdampft das Wasser und wird anschließend in W203 überhitzt. Der Dampf wird in der Turbine T210 entspannt und in W230 kondensiert. Die Turbine wiederum treibt den Generator G220 an.

²¹ Als Arbeitsmedien werden organische Substanzen (z. B. Benzol, 1,1,1,2-Tetrafluorethan) eingesetzt, die sich bereits bei (300 ... 400) °C zersetzen.

²² Zur Vereinfachung ist im Verfahrenskonzept (Bild 19) kein zusätzlicher Bypass dargestellt, der notwendig ist, wenn im überautothermen Betrieb Heißgas ausgekoppelt werden muss und gleichzeitig kein Wärmebedarf besteht. Für den Wärmeträgerkreislauf bei W120 ist i. d. R. ein Notkühler vorgesehen. Eine solche Implementation ist im Clausius-Rankine-Kreislauf und im Joule-Kreislauf nicht so einfach möglich. Hier könnte man auf einen Bypass und ggf. ein Kühl-/Sperrluftgebläse ausweichen.

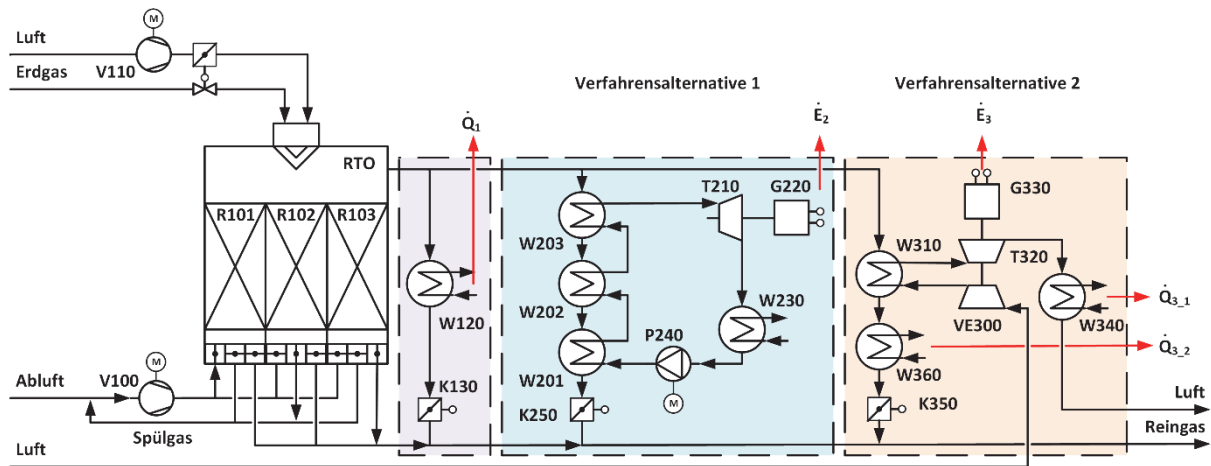


Bild 19: Verfahrensalternativen zur Erzeugung elektrischer Energie im heißen Bypass einer RTO

Beim Verfahren der Alternative 2 wird ein offener Gasturbinenprozess betrachtet. Das Gas im heißen Bypass kühlt sich in W310 ab und gelangt anschließend über die Regelklappe K350 in den Kamin. Im Gasturbinenprozess wird Luft über den Ventilator VE300 verdichtet und anschließend in W310 erhitzt. Die Entspannung erfolgt dann in der Turbine T320, die sowohl den Ventilator VE300 über eine gemeinsame Welle antreibt als auch mit dem Generator G330 gekoppelt ist. Bevor die entspannte Luft in die Atmosphäre abgegeben wird, kann in W340 noch Prozesswärme ausgekoppelt werden. Ebenso ist reingasseitig in W360 die Gewinnung von Prozesswärme möglich.

Es ist vorgesehen, die Vergleichskonzepte in Modellen abzubilden, so dass eine technische und wirtschaftliche Bewertung möglich wird.

3.3.1 Regenerative Thermische Oxidation

Das Modell der RTO wurde bereits in [34] vorgestellt. Im Abschnitt 2.5.3.2 ist die Erweiterung des Modells um das Verhalten im Teillastbetrieb vorgenommen worden, das für den Vergleich der Konzepte herangezogen wird.

Als Schnittstelle zwischen RTO-Modell und dem jeweiligen Prozess der elektrischen Energieerzeugung sind der Volumenstrom im heißen Bypass und die erreichbare Temperaturdifferenz vor und nach dem Wärmeübertragungsapparat W2 (Erzeugung von Prozesswärme, Bild 15) vorgesehen. Für die in W2 bzw. in den jeweiligen Apparaten zur Wärmeübertragung erzeugte Prozesswärme ist die Angabe eines Wirkungsgrades möglich.

3.3.2 Dampfkraftprozess

Das Konzept eines Dampfkraftprozesses (Clausius-Rankine-Prozess) mit Nutzung der Prozesswärme aus dem heißen Bypass einer RTO ist in Bild 20 dargestellt. Der aus der Brennkammer ausgeschleuste Reingasmassenstrom \dot{m}_G wird in den drei Wärmeübertragungsapparaten W203 (Überhitzer), W202

(Verdampfer) und W201 (Economizer) im Gegenstrom zum Wasser bzw. Dampf abgekühlt. Über die Klappe K250 wird das abgekühlte Gas in den Kamin abgeleitet.

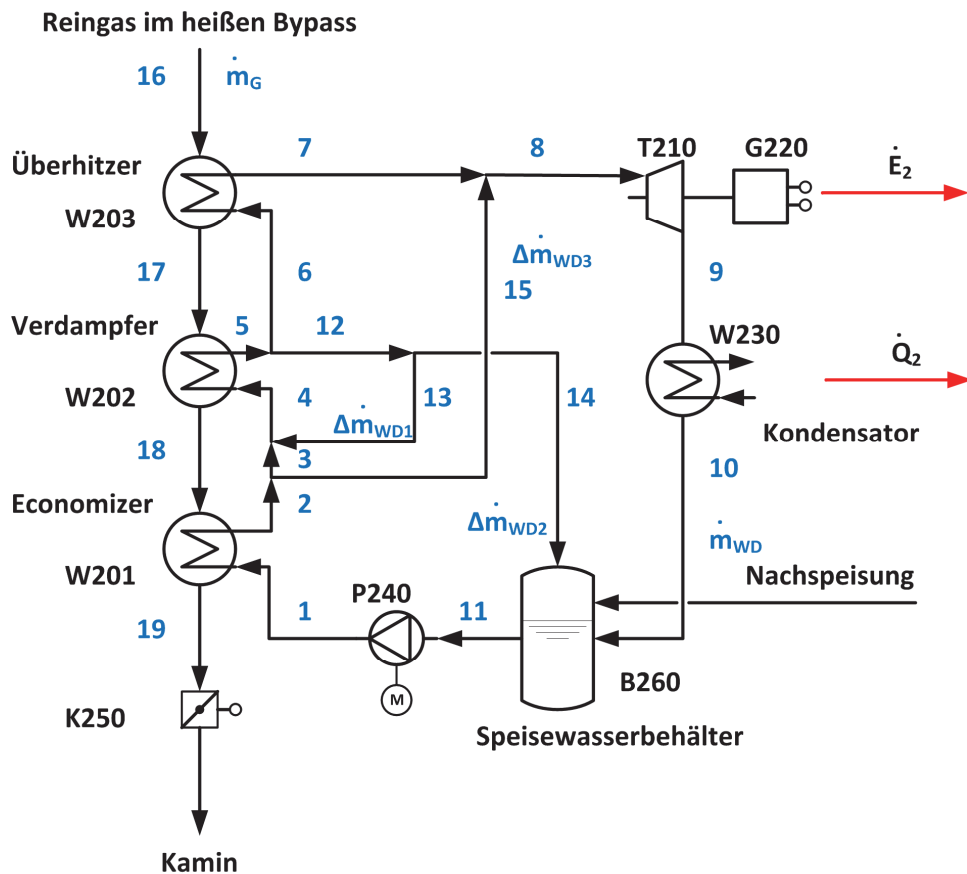


Bild 20: Verfahrensschema zur Erzeugung elektrischer Energie mittels Clausius-Rankine-Prozess im heißen Bypass

Der Massenstrom an Wasser bzw. Dampf \dot{m}_{WD} wird mit der Kondensatortemperatur dem Speisewasserbehälter B260 zugeführt. In B260 entsteht durch Dampfeinspritzung von $\Delta\dot{m}_{WD2}$ eine Temperaturerhöhung auf 103 °C, so dass zugeführte Frischwasser entgast wird. Der (geringe) Frischwassermassenstrom bedarf in diesem Kontext keiner weiteren Betrachtung. Die Pumpe P240 erzeugt eine Druckerhöhung im Umlaufmassenstrom.²³ Im Economizer W201 erfolgt eine Vorwärmung des Wassers (Gegenstromführung). Wie die Betrachtungen zur Prozesswärmeerzeugung im heißen Bypass in Abschnitt 2.5 gezeigt haben, hat die Gasaustrittstemperatur einen erheblichen Einfluss auf den thermischen Wirkungsgrad. Nach W201 kann ein Teilmassenstrom $\Delta\dot{m}_{WD3}$ ausgeschleust werden, um die Temperatur des überhitzten Dampfes vor der Turbine T210 auf einen Maximalwert zu begrenzen. Dies ist erforderlich, um die Eintrittstemperatur in die Turbine auch im Teillastbetrieb aus materialtechnischen Gründen nicht unzulässig ansteigen zu lassen.

²³ Inwiefern aus konstruktiven Gründen die Druckerzeugung des kondensierten Wassers vor und/oder nach dem Speisewasserbehälter erfolgt, ist für die energetische Betrachtung nicht relevant.

Der sich nunmehr ergebende Massenstrom $\dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD2} - \Delta\dot{m}_{WD3}$ wird vor Eintritt in den Verdampfer W202 durch den dampfförmigen Teilmassenstrom $\Delta\dot{m}_{WD1}$ noch auf die Verdampfungstemperatur erwärmt. In W202 wird das Wasser verdampft, wobei die Massenströme $\Delta\dot{m}_{WD1}$ und $\Delta\dot{m}_{WD2}$ anschließend zur Vorwärmung genutzt werden. Der Massenstrom $\dot{m}_{WD} - \Delta\dot{m}_{WD3}$ wiederum wird durch den Überhitzer W203 geleitet.

Der komprimierte Dampfmassenstrom \dot{m}_{WD} wird in der Turbine T210 entspannt und anschließend in W230 kondensiert. Die Turbine T210 wiederum treibt den Generator G220 an.

In Bild 21 ist der Kreisprozess mit den wesentlichen Schritten²⁴ im T-s-Diagramm dargestellt. Er wird – wie bereits dargestellt – im Idealfall aus zwei Isobaren und zwei Isentropen gebildet. Der Schritt von 11 nach 1 besteht in einer isentropen Verdichtung auf das höhere Druckniveau. Es folgt anschließend dann in mehreren Stufen eine Wärmezufuhr auf der Isobaren bis zum Zustand 7. Nach der Vorwärmung im Economizer (und ggf. einer Dampfeinspritzung) findet eine Verdampfung bei der Siedetemperatur statt. Den Abschluss bildet eine Überhitzung des Dampfes bis auf die Turbineneintrittstemperatur. In der Turbine wiederum wird der Dampf (in einer oder mehreren Stufen) isentrop entspannt, anschließend wird der Kreisprozess durch die isobare Wärmeabfuhr im Kondensator geschlossen.

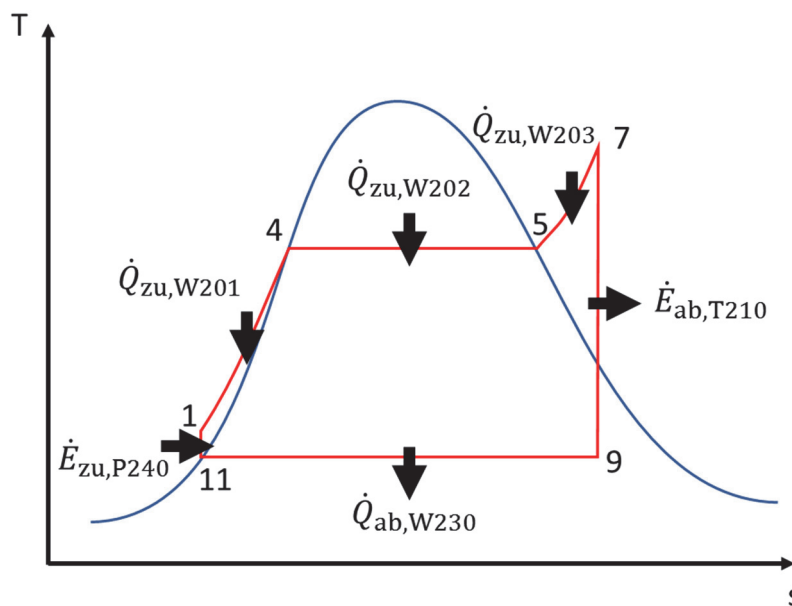


Bild 21: Clausius-Rankine-Prozess im T-s-Diagramm (schematisch, vereinfacht)

²⁴ Formal ist z. B. zwischen dem Zustand 9 und 11 noch die Temperaturerhöhung im Speisewasserbehälter vorhanden.

3.3.3 Gasturbinenprozess

Der offene Gasturbinenprozess ist in Bild 22 dargestellt. Umgebungsluft wird durch den Verdichter VE300 komprimiert (Zustandsänderung 1-2) und anschließend durch den Wärmeübertragungsapparat W310 weiter erwärmt (2-3). In der Turbine kommt es zur Entspannung des Gases (3-4).²⁵ Anschließend ist noch eine Prozesswärmeerzeugung in W340 mit dem Gas aus der Turbine möglich. Die Turbine wiederum treibt einen Generator G330 an und wandelt damit mechanische Arbeit in elektrische Energie um. Je nach Ausführungsform kann die Turbine mit dem Verdichter mechanisch gekoppelt sein. Unabhängig davon wird in diesem Vergleichskonzept davon ausgegangen, dass die (elektrische) Leistung der Turbine primär zur Deckung des Bedarfs des Verdichters VE300 genutzt wird. Das heiße Reingas der RTO wird in W310 genutzt, das verdichtete Gas des Joule-Prozesses zu erwärmen. Durch die Verdichtung in VE300 ist das Gas jedoch erwärmt, so dass das Reingas in W310 weniger stark abgekühlt werden kann. Somit ist nachgeschaltet ebenfalls noch Prozesswärme (in W360) generierbar. Je nach vorhandenem Wärmeträgersystem in der Produktion kann in W340 und W360 sowohl Thermalöl als auch Druckwasser als Medium genutzt werden.

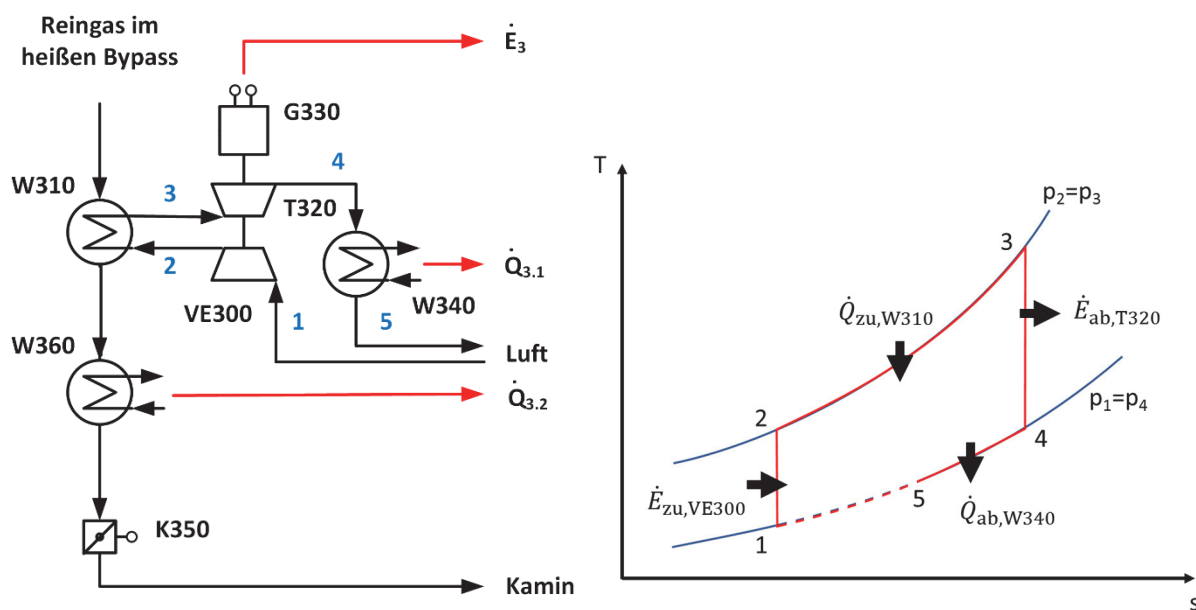


Bild 22: Modifizierter, idealisiert dargestellter offener Joule-Prozess als Verfahrensschema (links) und im T-s-Diagramm (rechts)

²⁵ Wie schon in Abschnitt 3.2.3 erwähnt, handelt es sich bei dem Joule-Prozess um einen offenen Prozess. Der Schritt der Zustandsänderung von 4 nach 1 wird nur fiktiv vollzogen.

3.4 Berechnung des Dampfkraftprozesses

3.4.1 Modellbildung

Ziel der Modellierung ist es, die Kopplung von heißem Bypass und Wasser-Dampf-Kreislauf vereinfachend mathematisch abzubilden.

Für den Apparat zur Wärmeübertragung W203 ergeben sich folgende Gleichungen (die Indizes beziehen sich auf die Zustände in Bild 20). Auf der Reingasseite im heißen Bypass gilt:

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W203} = \dot{m}_G \cdot (c_{p,16} \cdot \vartheta_{16} - c_{p,17} \cdot \vartheta_{17}) \quad (28)$$

Bei den verwendeten spezifischen Wärmekapazitäten handelt es sich um Werte, die sich auf den Temperaturbereich von 0 °C bis ϑ beziehen (mittlere spezifische Wärmekapazitäten).

Für die Überhitzung des Wasserdampfes ergibt sich:

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W203} = \dot{m}_{6,7} \cdot (h_7 - h_6) \quad (29)$$

Die spezifischen Enthalpien h_i werden aus [66] hergeleitet und hängen vom Wasser- bzw. Dampfdruck sowie von der Temperatur ab.

Der Wärmeübertragungsapparat W203 selber lässt sich durch

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W203} = k_{W203} \cdot A_{W203} \cdot \frac{(\vartheta_{16} - \vartheta_7) - (\vartheta_{17} - \vartheta_6)}{\ln \left(\frac{\vartheta_{16} - \vartheta_7}{\vartheta_{17} - \vartheta_6} \right)} \quad (30)$$

charakterisieren.

Die Größe „ $k \cdot A$ “ wird im Auslegungszustand für die Temperaturen bei Nennlast bestimmt. Der Wärmedurchgangskoeffizient k wiederum wird analog zum Vorgehen bei der Modellbildung der RTO in Abschnitt 2.5 für den Teillastzustand vereinfacht bestimmt²⁶:

$$k_{W203} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{G,W203}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{WD,W203}}} \quad (31)$$

Für den Überhitzer W203 wird postuliert, dass der Wärmedurchgangskoeffizient durch den Wärmeübergang auf der Gas- und Wasser- bzw. Dampf-Seite dominiert wird und weiter der Ausdruck s/λ

²⁶ Je nach Bauform des Apparates sind für den Wärmedurchgangskoeffizienten verschiedene Gleichungen anzusetzen. Vereinfachend wird die Modellbildung analog zu Abschnitt 2.5 vollzogen und der Ansatz des Wärmedurchgangskoeffizienten für eine ebene Wand genutzt. Der Wärmedurchgangskoeffizient k_{W203} wird in diesem Fall durch α_W bestimmt.

vernachlässigt werden kann. Ferner gilt die Beziehung zwischen der Nußelt- und der Reynolds-Zahl nach Gleichung (18) mit einem Exponenten $n = 0,8$ für turbulente Strömungen [67].

Somit ergibt sich für das Teillast- Verhalten des Wärmeübertragungsapparats W203 ein Wärmedurchgangskoeffizient von

$$k_{W203} = \frac{2 \cdot f_1 \cdot f_2}{f_1 + f_2} \quad (32)$$

mit

$$f_1 = \left(\frac{\dot{m}_{G,TL}}{\dot{m}_{G,NL}} \right)^{0,8} \quad (33)$$

$$f_2 = \left(\frac{\dot{m}_{6,7,TL}}{\dot{m}_{6,7,NL}} \right)^{0,8} \quad (34)$$

und den Indizes NL: Nennlast und TL: Teillast.

Der Massenstrom auf der Wasser- bzw. Dampfseite wiederum ist definiert als

$$\dot{m}_{6,7} = \dot{m}_5 - \dot{m}_{12} = (\dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD1} + \Delta\dot{m}_{WD2} - \Delta\dot{m}_{WD3}) - (\Delta\dot{m}_{WD1} + \Delta\dot{m}_{WD2}) \quad (35)$$

und somit durch die Vorwärmung des Economizers W201 (die erreichte Temperatur ϑ_3 bzw. h_3) und die benötigte Dampfmenge im Speisewasserbehälter B260 ($\Delta\dot{m}_{WD2}$) bestimmt:

$$\Delta\dot{m}_{WD1} = \dot{m}_3 \cdot \frac{h_4 - h_3}{h_{13} - h_4} = (\dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD2} - \Delta\dot{m}_{WD3}) \cdot \frac{h_4 - h_3}{h_{13} - h_4} \quad (36)$$

$$\Delta\dot{m}_{WD2} = \dot{m}_{10} \cdot \frac{h_{11} - h_{10}}{h_{14} - h_{11}} = \dot{m}_{WD} \cdot \frac{h_{11} - h_{10}}{h_{14} - h_{11}} \quad (37)$$

Eine weitere Einflussgröße ist auch noch die Wassereinspritzmenge $\Delta\dot{m}_{WD3}$, die zur Einhaltung der zulässigen Maximaltemperatur vor der Turbine notwendig ist. Sie hängt wiederum von der Austrittstemperatur ϑ_7 des Überhitzers W203 ab:

$$\Delta\dot{m}_{WD3} = \dot{m}_8 \cdot \frac{h_8 - h_7}{h_{15} - h_7} = \dot{m}_{WD} \cdot \frac{h_8 - h_7}{h_{15} - h_7} \quad (38)$$

Für den Apparat zur Wärmeübertragung W202 ergeben sich folgende Gleichungen. Auf der Reingasseite im heißen Bypass gilt:

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W202} = \dot{m}_G \cdot (c_{p,17} \cdot \vartheta_{17} - c_{p,18} \cdot \vartheta_{18}) \quad (39)$$

Für die Verdampfung des Wassers ergibt sich:

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W202} = \dot{m}_{4,5} \cdot (h_5 - h_4). \quad (40)$$

Dabei muss im Verdampfer W202 bei konstanter wasserseitiger Temperatur „lediglich“ die Verdampfungsenthalpie aufgebracht werden. Die konstruktive Ausgestaltung des Verdampfers ist in verschiedenen Bauformen (z. B. Naturumlauf, Zwangsumlauf) möglich, die für die hier vorgenommene vereinfachte Betrachtung im Rahmen einer vergleichenden Abschätzung jedoch nicht relevant erscheinen.

Der Wärmeübertragungsapparat W202 selber lässt sich durch

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W202} = k_{W202} \cdot A_{W202} \cdot \frac{(\vartheta_{17} - \vartheta_5) - (\vartheta_{18} - \vartheta_4)}{\ln \left(\frac{\vartheta_{17} - \vartheta_5}{\vartheta_{18} - \vartheta_4} \right)} \quad (41)$$

charakterisieren.

Die Größe „ $k \cdot A$ “ wird im Auslegungszustand wiederum für die Temperaturen bei Nennlast bestimmt. Der Wärmedurchgangskoeffizient k ergibt sich analog zum Vorgehen bei der Modellbildung der RTO in Abschnitt 2.5 für den Teillastzustand vereinfacht zu:

$$k_{W202} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{G,W202}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{WD,W202}}} \quad (42)$$

Für den Verdampfer W202 wird postuliert, dass der Wärmedurchgangskoeffizient nur durch den Wärmeübergang auf der Gas- Seite bestimmt wird, da der Wärmeübergang auf der Verdampfungsseite erheblich größer ist. Ebenso kann der Ausdruck s/λ – wie schon zuvor – vernachlässigt werden. Außerdem gilt die Beziehung von Nußelt- zu Reynolds-Zahl nach Gleichung (18) mit einem Exponenten $n = 0,8$ [67]. Somit ergibt sich für das Teillast- Verhalten des Wärmeübertragungsapparats W202 ein Wärmedurchgangskoeffizient von

$$k_{W202} = f_1 = \left(\frac{\dot{m}_{G,TL}}{\dot{m}_{G,NL}} \right)^{0,8} \quad (43)$$

Der Massenstrom auf der Wasser- bzw. Dampfseite wiederum ist definiert als

$$\dot{m}_{4,5} = \dot{m}_2 - \dot{m}_5 + \dot{m}_{13} = \dot{m}_{WD} + \Delta \dot{m}_{WD2} - \Delta \dot{m}_{WD3} + \Delta \dot{m}_{WD1} \quad (44)$$

Er ist somit durch die Vorwärmung des Economizer W201 (d. h. die erreichte Temperatur ϑ_3 bzw. h_3), die benötigte Dampfmenge im Speisewasserbehälter B260 (d. h. $\Delta\dot{m}_{WD2}$) und die erreichte Temperatur im Überhitzer W203 (d. h. ϑ_7) bestimmt (siehe Gleichungen (36), (37) und (38)).

Für den Apparat zur Wärmeübertragung W201 ergeben sich die folgenden Gleichungen. Auf der Reingasseite im heißen Bypass gilt:

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W201} = \dot{m}_G \cdot (c_{p,18} \cdot \vartheta_{18} - c_{p,19} \cdot \vartheta_{19}) \quad (45)$$

Für die Vorwärmung des Wassers ergibt sich:

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W201} = \dot{m}_{1,2} \cdot (h_2 - h_1). \quad (46)$$

Ferner soll das Druckwasser auf eine Temperatur ϑ_2 unterhalb der Verdampfungstemperatur erwärmt werden.

Der Wärmeübertragungsapparat W201 selber lässt sich durch

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W201} = k_{W201} \cdot A_{W201} \cdot \frac{(\vartheta_{18} - \vartheta_2) - (\vartheta_{19} - \vartheta_1)}{\ln\left(\frac{\vartheta_{18} - \vartheta_2}{\vartheta_{19} - \vartheta_1}\right)} \quad (47)$$

charakterisieren.

Die Größe „ $k \cdot A$ “ wird – wie auch schon im Fall von W202 und W203 – im Auslegungszustand für die Temperaturen bei Nennlast bestimmt. Der Wärmedurchgangskoeffizient k wiederum wird analog zum Vorgehen bei der Modellbildung der RTO in Abschnitt 2.5 für den Teillastzustand vereinfachend gebildet:

$$k_{W201} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{G,W201}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{WD,W201}}} \quad (48)$$

Für den Verdampfer W201 wird postuliert, dass der Wärmedurchgangskoeffizient nur durch den Wärmeübergang auf der Gas- Seite bestimmt wird, da der Wärmeübergang auf der Wasser- Seite erheblich größer ist. Ebenso kann der Ausdruck s/λ vernachlässigt werden. Ferner gilt die Beziehung von Nußelt-Zahl zu Reynolds-Zahl nach Gleichung (18) mit einem Exponenten $n = 0,8$ [67].

Somit ergibt sich für das Teillast- Verhalten des Wärmeübertragungsapparats W201 ein Wärmedurchgangskoeffizient von

$$k_{W201} = f_1 = \left(\frac{\dot{m}_{G,TL}}{\dot{m}_{G,NL}} \right)^{0,8} \quad (49)$$

Der Massenstrom auf der Wasser-Seite wiederum ist definiert als

$$\dot{m}_{1,2} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD2} \quad (50)$$

und ist somit durch die benötigte Dampfmenge im Speisewasserbehälter B260 ($\Delta\dot{m}_{WD2}$) bestimmt (siehe Gleichung (37)).

3.4.2 Berechnung

3.4.2.1 Vorgehen

Die Abkühlung des Reingases im heißen Bypass und die Wärmeaufnahme im Kreisprozess sind somit mit insgesamt 12 Gleichungen beschreibbar. Dieses Gleichungssystem ist jedoch im Teillastfall nicht analytisch, sondern nur iterativ lösbar. Tabelle 3 gibt eine Übersicht der bekannten, der abhängig berechenbaren und der unbekannten Größen. Auf der Reingasseite werden der Volumen- bzw. Massenstrom sowie die Temperatur vorgegeben. Der Dampfkreislauf ist durch die Vorgabe der zwei Druckniveaus bestimmt. Außerdem sind die Turbineneintritts- und -austrittstemperatur sowie die Temperatur im Speisewasserbehälter definiert. Aus der Druckvorgabe resultiert die Verdampfungstemperatur ϑ_4 . Die spezifischen Enthalpien h_i sind nach [66] bei gegebener Temperatur und gegebenem Druck bekannt. Die zur Charakterisierung der Wärmeübertragungsapparate notwendigen Größen „ $k \cdot A$ “ für W201, W202 und W203 ergeben sich aus dem Auslegungszustand (Nennlast) bzw. sind durch diesen bestimmt.

Die iterative Gesamtberechnung der drei gekoppelten Apparate zur Wärmeübertragung (Bild 20) lässt sich mit dem in Bild 23 skizzierten Vorgehen lösen. Mit einer Vorgabe der drei Größen Wasser-Dampf-Massenstrom im Teillastfall $\dot{m}_{WD,TL}$, Economizer-Austrittstemperatur ϑ_3 und Verdampfer-Austrittstemperatur ϑ_7 lassen sich in mehreren Schritten die fehlenden Größen rechnerisch ermitteln.

Mit dem Nichtlinearen GRG-Solver von Excel²⁷ wird die iterative Gesamtberechnung durchgeführt. Dabei muss das Ergebnis für \dot{Q}_{W201} aus Gleichung (55) des Berechnungsalgorithmus mit dem Ergebnis aus Gleichung (46) übereinstimmen. Als Nebenbedingungen müssen die Gleichungen (28) bis (30), (39) bis (41) und (45) bis (47) innerhalb einer vorgegebenen Genauigkeit²⁸ jeweils zu identischen Ergebnissen kommen.

²⁷ Solver-Algorithmus in Microsoft-Excel 2013/2016

²⁸ Es wurde auf eine Genauigkeit von < 1 kW iteriert.

Tabelle 3: Übersicht über Größen im Gleichungssystem

Zu-stand	Massenstrom	Temperatur [°C]	Druck [bar]	Spez. Enthalpie
1	$\dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD2}$	103, Vorgabe	Vorgabe	Berechnet
2	$\dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD2}$	$= \vartheta_3$	Vorgabe	$= h_3$
3	$\dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD2} - \Delta\dot{m}_{WD3}$		Vorgabe	
4	$\dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD2} - \Delta\dot{m}_{WD3} + \Delta\dot{m}_{WD1}$	Verdampfungstemperatur	Vorgabe	Berechnet
5	$\dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD2} - \Delta\dot{m}_{WD3} + \Delta\dot{m}_{WD1}$	$= \vartheta_4$	Vorgabe	$= h_4$
6	$\dot{m}_{WD} - \Delta\dot{m}_{WD3}$	$= \vartheta_4$	Vorgabe	$= h_4$
7	$\dot{m}_{WD} - \Delta\dot{m}_{WD3}$		Vorgabe	
8	\dot{m}_{WD}	400, Vorgabe	Vorgabe	Berechnet
9	\dot{m}_{WD}	55, Vorgabe	0,16	Berechnet
10	\dot{m}_{WD}	55, Vorgabe	0,16	Berechnet
11	$\dot{m}_{WD} + \Delta\dot{m}_{WD2}$	103, Vorgabe	0,16	Berechnet
12	$\Delta\dot{m}_{WD1} + \Delta\dot{m}_{WD2}$	$= \vartheta_4$	Vorgabe	$= h_4$
13	$\Delta\dot{m}_{WD1}$	$= \vartheta_4$	Vorgabe	$= h_4$
14	$\Delta\dot{m}_{WD2}$	$= \vartheta_4$	Vorgabe	$= h_4$
15	$\Delta\dot{m}_{WD3}$	$= \vartheta_3$	Vorgabe	$= h_3$
16	\dot{m}_G	855, Vorgabe	---	Berechnet
17	\dot{m}_G		---	
18	\dot{m}_G		---	
19	\dot{m}_G		---	

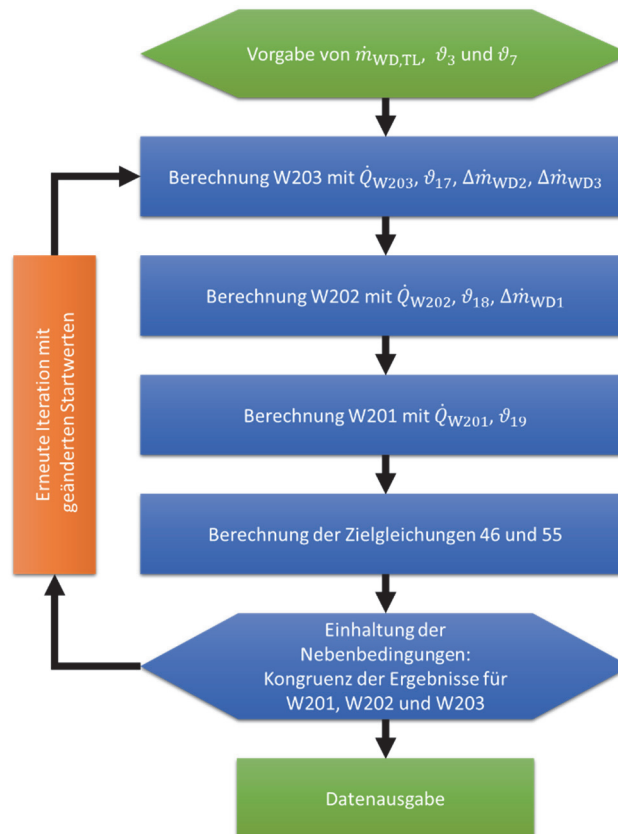


Bild 23: Iterationsschema zur Lösung des Gleichungssystems

3.4.2.2 Leistung des Überhitzers W203

Aus den Gleichungen (29), (35) und (38) ergibt sich:

$$\dot{Q}_{W203} = \dot{m}_{WD} \cdot h_7 - \dot{m}_{WD} \cdot \frac{h_8 - h_7}{h_{15} - h_7} \cdot h_7 - \dot{m}_{WD} \cdot h_6 + \dot{m}_{WD} \cdot \frac{h_8 - h_7}{h_{15} - h_7} \cdot h_6 \quad (51)$$

Gleichung (51) lässt sich nach h_7 auflösen²⁹:

$$h_7 = \frac{h_8 \cdot h_6 - h_{15} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{W203}}{\dot{m}_{WD}} + h_6 \right)}{h_8 - h_{15} + h_6 - \left(\frac{\dot{Q}_{W203}}{\dot{m}_{WD}} + h_6 \right)} \quad (52)$$

Dabei hängt h_{15} von der Vorwärmtemperatur des Economizers W201 ab und ist eine Zielgröße der Gesamtiteration. Mit [66] ergibt sich die zugehörige Temperatur ϑ_7 .

Wenn man Gleichung (28) nach ϑ_{17} umstellt und in (30) einsetzt, ergibt sich zusammen mit den Gleichungen (32) bis (34) und der Temperatur ϑ_7 aus Gleichung (52) folgender Ausdruck, der sich durch eine Variation der Leistung \dot{Q}_{W203} iterativ lösen lässt:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\ddot{u},W203} = & \frac{2 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{G,TL}}{\dot{m}_{G,NL}} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{6,7,TL}}{\dot{m}_{6,7,NL}} \right)^{0,8}}{\left(\frac{\dot{m}_{G,TL}}{\dot{m}_{G,NL}} \right)^{0,8} + \left(\frac{\dot{m}_{6,7,TL}}{\dot{m}_{6,7,NL}} \right)^{0,8}} \cdot A_{W203} \\ & \cdot \frac{(\vartheta_{16} - \vartheta_7) - \left(\frac{\dot{Q}_{\ddot{u},W203} - \dot{m}_G \cdot \vartheta_{16} \cdot c_{p,16}}{-\dot{m}_G \cdot c_{p,17}} - \vartheta_6 \right)}{\ln \left(\frac{\vartheta_{16} - \vartheta_7}{\frac{\dot{Q}_{\ddot{u},W203} - \dot{m}_G \cdot \vartheta_{16} \cdot c_{p,16}}{-\dot{m}_G \cdot c_{p,17}} - \vartheta_6} \right)} \end{aligned} \quad (53)$$

Die Teilmassenströme $\Delta \dot{m}_{WD2}$ und $\Delta \dot{m}_{WD3}$ sind anschließend nach den Gleichungen (37) und (38) zu berechnen, wobei h_{15} – wie bereits bemerkt – eine Zielgröße der Gesamtiteration ist.

3.4.2.3 Leistung des Verdampfers W202

Die Verdampferleistung von W202 kann durch Einsetzen der Gleichung (39) in (41) iterativ bestimmt werden, wobei die Gleichungen (42) und (43) ebenfalls Berücksichtigung finden.

²⁹ Nach Wolfram Alpha: $e = b - \frac{a-b}{c-b} \cdot b + \frac{a-b}{c-b} \cdot d \Leftrightarrow b = \frac{a \cdot d - c \cdot e}{a - c + d - e}$

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W202} = \left(\frac{\dot{m}_{G,TL}}{\dot{m}_{G,NL}} \right)^{0,8} \cdot A_{W202} \cdot \frac{(\vartheta_{17} - \vartheta_5) - \left(\frac{\dot{Q}_{\ddot{u},W202} - \dot{m}_G \cdot \vartheta_{17} \cdot c_{p,17}}{-\dot{m}_G \cdot c_{p,18}} - \vartheta_4 \right)}{\ln \left(\frac{\vartheta_{17} - \vartheta_5}{\frac{\dot{Q}_{\ddot{u},W202} - \dot{m}_G \cdot \vartheta_{17} \cdot c_{p,17}}{-\dot{m}_G \cdot c_{p,18}} - \vartheta_4} \right)} \quad (54)$$

Der Massenstrom $\Delta \dot{m}_{WD1}$ ergibt sich aus Gleichung (36), wobei sich die Temperatur ϑ_3 bzw. die spezifische Enthalpie h_3 aus der Gesamtiteration des Systems ergeben.

3.4.2.4 Leistung des Economizers W201

Die Leistung des Economizers W201 kann analog zur Leistung von W202 durch Einsetzen der Gleichung (45) in (47) iterativ bestimmt werden. Dabei finden die Gleichungen (48) und (49) Anwendung.

$$\dot{Q}_{\ddot{u},W201} = \left(\frac{\dot{m}_{G,TL}}{\dot{m}_{G,NL}} \right)^{0,8} \cdot A_{W201} \cdot \frac{(\vartheta_{18} - \vartheta_2) - \left(\frac{\dot{Q}_{\ddot{u},W201} - \dot{m}_G \cdot \vartheta_{18} \cdot c_{p,18}}{-\dot{m}_G \cdot c_{p,19}} - \vartheta_1 \right)}{\ln \left(\frac{\vartheta_{18} - \vartheta_2}{\frac{\dot{Q}_{\ddot{u},W201} - \dot{m}_G \cdot \vartheta_{18} \cdot c_{p,18}}{-\dot{m}_G \cdot c_{p,19}} - \vartheta_1} \right)} \quad (55)$$

Gleichung (46) beschreibt die Erwärmung des Druckwassers und muss in der Gesamtiteration der Berechnung zum gleichen Ergebnis führen wie Gleichung (55). Die Nebenbedingungen sind oben bereits genannt worden.

3.4.2.5 Leistung der Turbine T210

Die Nutzarbeit der Turbine T210 ergibt sich aus der (vereinfacht als isentrop ($s_8 = s_9$) angenommenen) Entspannung zwischen den Zuständen 8 und 9 aus Bild 20. Weiter gilt

$$h_9 = h'_9 + x_9 \cdot (h''_9 - h'_9) \quad (56)$$

mit

$$x_9 = \frac{s_9 - s'_9}{s''_9 - s'_9} \quad (57)$$

Um die realen Verhältnisse bei der Turbine abzubilden, ist ein Wirkungsgrad ($\eta_{T,isen}$) zu berücksichtigen. Damit ergibt sich für den Zustand 9:

$$h_{9,r} = h_8 - \Delta h_T = h_8 - (h_8 - h_9) \cdot \eta_{T,isen} \quad (58)$$

Zur Berechnung des Turbinenprozesses gibt man das Druckniveau vor. In der Beispielrechnung wird von einem Druckniveau $p_1 = 0,16$ bar nach der Turbine T210 und $p_2 = 15$ bar nach der Verdichtung durch die Pumpe P240 ausgegangen. Das Druckniveau p_1 berücksichtigt bereits einen Druckverlust $\Delta p_K = 0,035$ bar im Kondensator W230, der sich im realen Kreislauf ergibt. Dadurch erhöht sich die Turbinenaustrittstemperatur ϑ_9 um 5 K auf 55 °C. Für die Verdichtung in der Pumpe P240 sind darüber hinaus die Druckverluste in den nachgeschalteten Wärmeübertragungsapparaten sowie der Wirkungsgrad der Verdichtung zu berücksichtigen. Bei einer Annahme von $\Delta p_{DE} = 1,5$ bar sowie einem isentropen Wirkungsgrad der Pumpe $\eta_{P,isen} = 0,85$ ergibt sich eine spezifische Zusatzenthalpie von

$$\Delta h_{P240,isen} - \Delta h_{P240} = 1,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 1,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 0,44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (59)$$

Die notwendige spezifische Zusatzenthalpie ist in der Größenordnung jedoch für die Gesamtbilanz vernachlässigbar.

Ferner geht man im Auslegungsfall von einer Reingastemperatur nach W201 von $\vartheta_{19} = 160$ °C sowie einer Turbineneintrittstemperatur $\vartheta_8 = 400$ °C aus.

Mit den Gleichungen (56), (57) und (58) lässt sich die Nutzarbeit der Turbine T210 unter Berücksichtigung des isentropen Wirkungsgrades $\eta_{T,isen} = 0,85$ berechnen:

$$\begin{aligned} h_9 &= h'_9 + \frac{s_9 - s'_9}{s''_9 - s'_9} \cdot (h''_9 - h'_9) \\ &= 232,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \frac{7,2701 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} - 0,7729 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{7,9870 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} - 0,7729 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} \\ &\quad \cdot \left(2600,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 232,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 2365,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (60)$$

$$\begin{aligned} h_{9,r} &= h_8 - \Delta h_{T,isen} = h_8 - (h_8 - h_9) \cdot \eta_{T,isen} \\ &= 3256,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \left(3256,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2365,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \cdot 0,85 = 2498,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (61)$$

Als Nutzarbeit der Turbine ergibt sich somit

$$\Delta h_{T,isen} = h_8 - h_{9,r} = 3256,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2498,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 757,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (62)$$

Daraus wiederum resultiert ein thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th,r}$, der aus der Nutzarbeit der Turbine abzüglich der Pumpenarbeit berechnet und auf die zugeführte Wärme zwischen den Zuständen 1 und 8 bezogen wird.

$$\eta_{th,r} = \frac{\Delta h_{T,isen} - \Delta h_{P,isen}}{\Delta h_{1,8}} = \frac{757,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 1,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{3256,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 234,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,250 \quad (63)$$

Aus den gegebenen Dampfparametern erhält man somit einen Wirkungsgrad im Clausius-Rankine-Prozess von $\eta_{th,r} = 0,250$. Wird ein Generatorwirkungsgrad $\eta_{Gen} = 0,98$ unterstellt, dann ergibt sich ein elektrischer Wirkungsgrad des Kreisprozesses³⁰

$$\eta_{e,CRP} = \eta_{th,r} \cdot \eta_{Gen} = 0,250 \cdot 0,980 = 0,245 \quad (64)$$

für die Erzeugung von elektrischer Energie im Clausius-Rankine-Prozess unter Berücksichtigung insbesondere des isentropen Wirkungsgrades der Turbine.

3.4.3 Ergebnisse

Der Dampfkreislauf lässt sich nach den Gleichungen in Abschnitt 3.4.2 für den Nennlast- wie auch für den Teillastfall berechnen. Das Verhalten der Wärmeübertragungsapparate soll für den Referenzfall mit

- einer Reingastemperatur vor dem Überhitzer W203 von $\vartheta_{16} = 855 \text{ °C}$,
- einer Reingastemperatur nach dem Economizer W201 von $\vartheta_{19} = 160 \text{ °C}$
- einem Volumenstrom im heißen Bypass von $\dot{V}_{G,NL} = 10.000 \text{ m}^3/\text{h}$

sowie einem daraus resultierenden Massenstrom im Wasser-Dampf-Kreislauf von

$$\dot{m}_{WD} = 0,896 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

abgebildet werden.

Bild 24 zeigt, dass die Temperatur des überhitzten Dampfes mit abnehmendem Volumenstrom im heißen Bypass kontinuierlich steigt. Zunächst ist der Anstieg noch gering, jedoch wird ab $2.500 \text{ m}^3/\text{h}$ eine

³⁰ Die Betrachtung des Gesamtwirkungsgrades einschließlich der Wärmebereitstellung im heißen Bypass ist Gegenstand der Szenarienbetrachtung.

Temperatur $\vartheta_7 > 450\text{ °C}$ erreicht. Um eine Turbineneintrittstemperatur $\vartheta_8 = 400\text{ °C}$ ³¹ sicherzustellen, wird der Teilmassenstrom $\Delta\dot{m}_{WD3}$ (erwärmtes Wasser) eingespritzt. In Bild 24 wird ebenfalls deutlich, dass die Abkühlung des Reingases für den Teillastfall effektiver ist und geringere Temperaturen ϑ_{19} erreicht werden. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass der konvektive Wärmeübergang bei fallendem Reingasmassenstrom weniger stark sinkt.

Der Massenstrom des Wassers/Dampfes \dot{m}_{WD} ist in der Gesamtbetrachtung für die Leistung des Kreisprozesses entscheidend. Bild 25 zeigt, dass der Massenstrom nahezu linear mit dem Teillastbetrieb korreliert. Die Menge des eingespritzten Dampfes zur Speisewasserkonditionierung $\Delta\dot{m}_{WD2}$ ist somit ebenfalls (etwa) linear abhängig. Lediglich die Menge des eingespritzten Wassers vor der Turbine $\Delta\dot{m}_{WD3}$ weist ein nichtlineares Verhalten auf. Sie erreicht bei einem Teillast-Volumenstrom von etwa $4.500\text{ m}_n^3/\text{h}$ ein Maximum. Trotz steigender Temperaturen am Überhitzer- Austritt führt dies nicht zu einem größeren Massenstrom von $\Delta\dot{m}_{WD3}$.

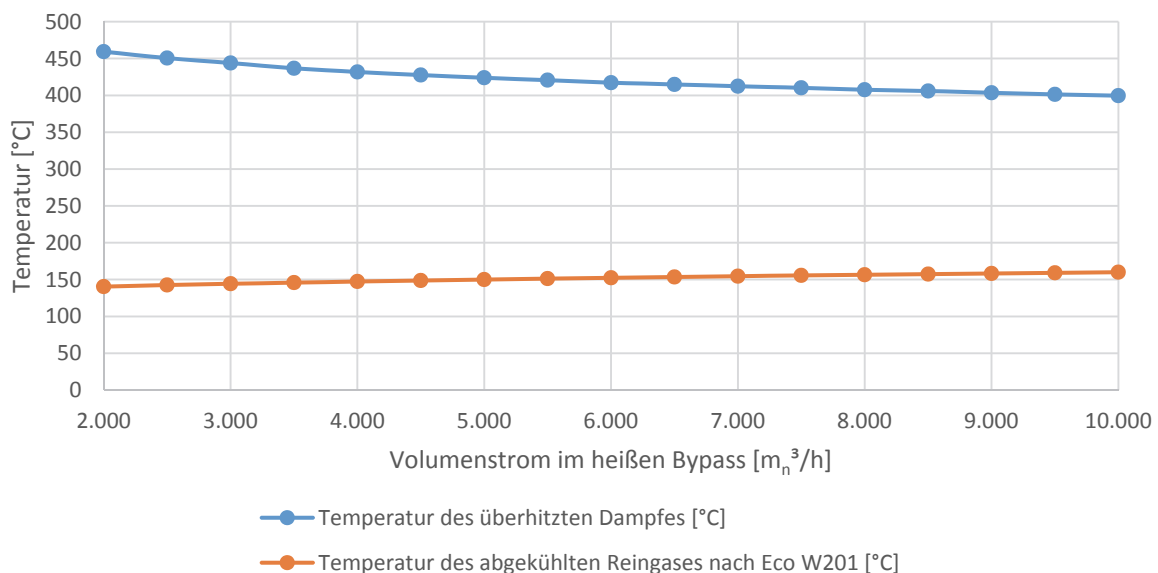


Bild 24: Temperatur des überhitzten Dampfes ϑ_7 und Temperatur des abgekühlten Reingases ϑ_{19} in Abhängigkeit des Volumenstromes im heißen Bypass \dot{V}_G

In den Bildern 26 und 27 sind die Temperaturen und übertragenen Wärmeleistungen der Medien im heißen Bypass aufgetragen. Für den Nennlastfall ($10.000\text{ m}_n^3/\text{h}$) ergibt sich im Reingas eine kontinuierliche Abnahme der Temperatur in den drei Apparaten zur Wärmeübertragung. Die Wärmeaufnahme im Kreisprozess ist etwas differenzierter zu betrachten. Im Economizer W201 wird das Druckwasser auf $\vartheta_2 = 168\text{ °C}$ vorgewärmt, bevor durch eine (zur vereinfachten Simulation gewählte) Dampfeinspritzung die Verdampfungstemperatur $\vartheta_4 = 198\text{ °C}$ am Eintritt von W202 erreicht wird. Ein Teil des erzeugten Dampfes dient zur Vorwärmung im Speisewasserbehälter und zur Einspritzung nach

³¹ Häufig in der Praxis definierte Turbineneintrittstemperatur, die zu einem guten Kosten-Nutzen-Verhältnis zwischen Materialaufwand und Prozesswirkungsgrad führt; persönliche Mitteilung von B. Sankol (01/2017)

dem Economizer W201, der verbleibende (weit überwindende) Teil des Dampfes wird in W203 von $\vartheta_6 = 198^\circ\text{C}$ auf $\vartheta_7 = 400^\circ\text{C}$ überhitzt. Im Fall des Nennlastbetriebs ist dieser Zustand identisch mit dem Zustand 8 (Eintritt in die Turbine, $\vartheta_8 = 400^\circ\text{C}$).

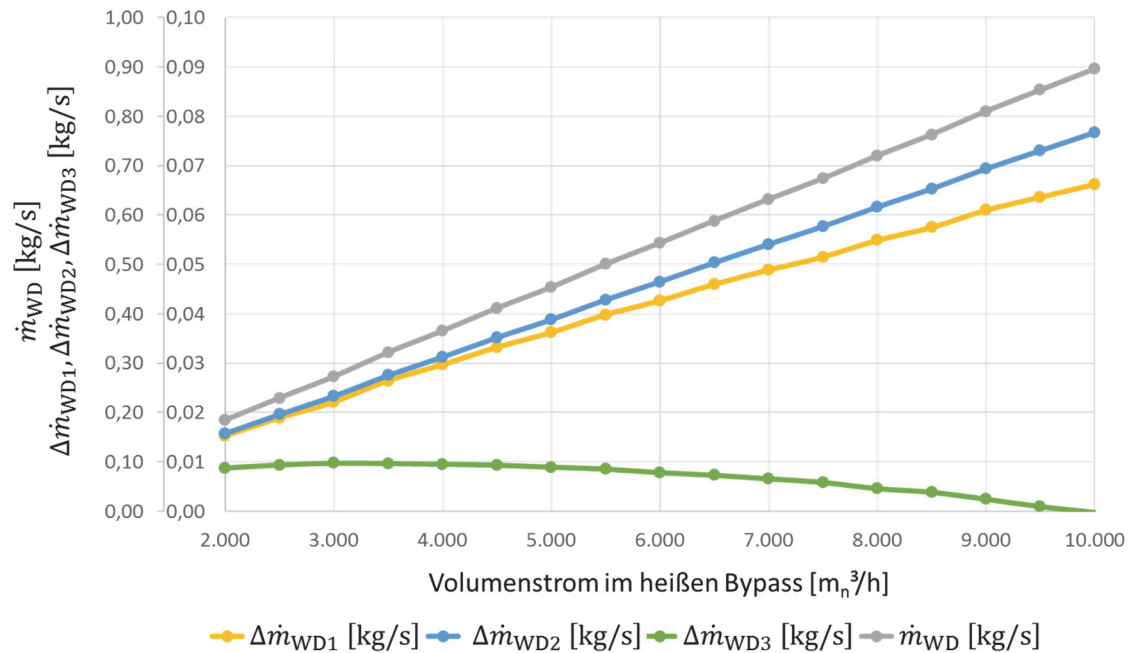


Bild 25: Massenströme im Dampf-Kreislauf in Abhängigkeit von Volumenstrom im heißen Bypass \dot{V}_G (Bezüglich der Größen $\Delta \dot{m}_{\text{WD}}$ siehe Bild 19)

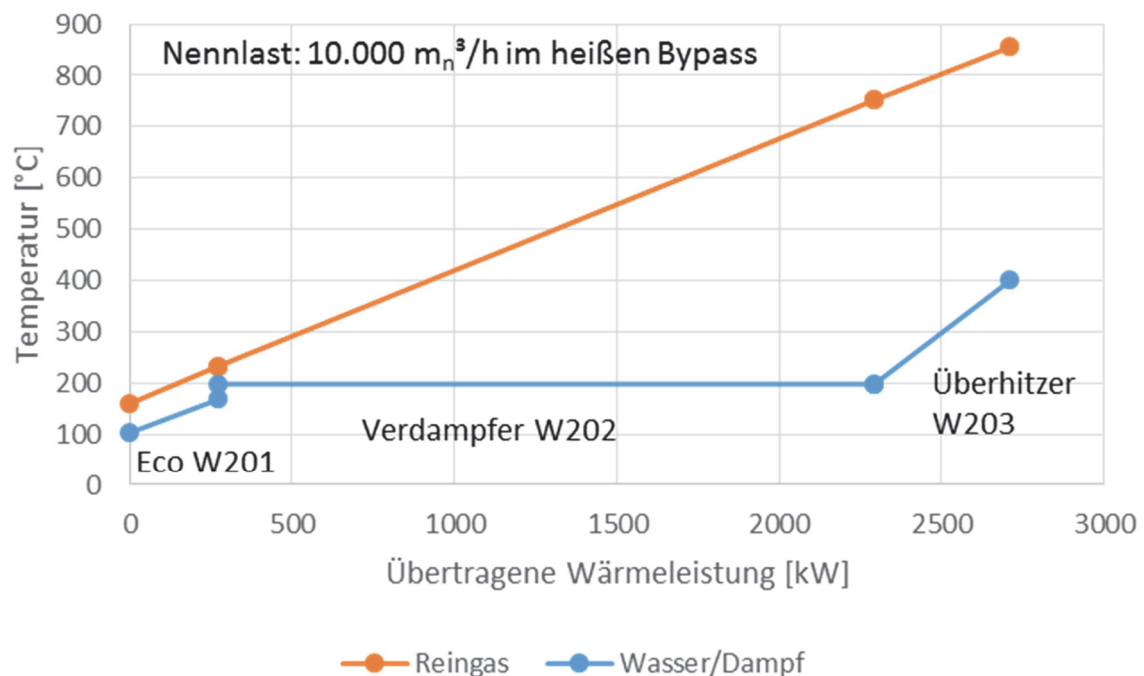


Bild 26: Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm für die Kopplung von heißem Bypass und Dampfkreislauf bei Nennlast

Bild 27 zeigt die analoge Abbildung für den Teillastfall von $2.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$. Als wesentlicher Unterschied ergibt sich eine höhere Temperatur $\vartheta_7 = 459 \text{ °C}$, so dass ein Quenchen notwendig ist, um die maximal zulässige Turbineneintrittstemperatur $\vartheta_8 = 400 \text{ °C}$ sicherzustellen.

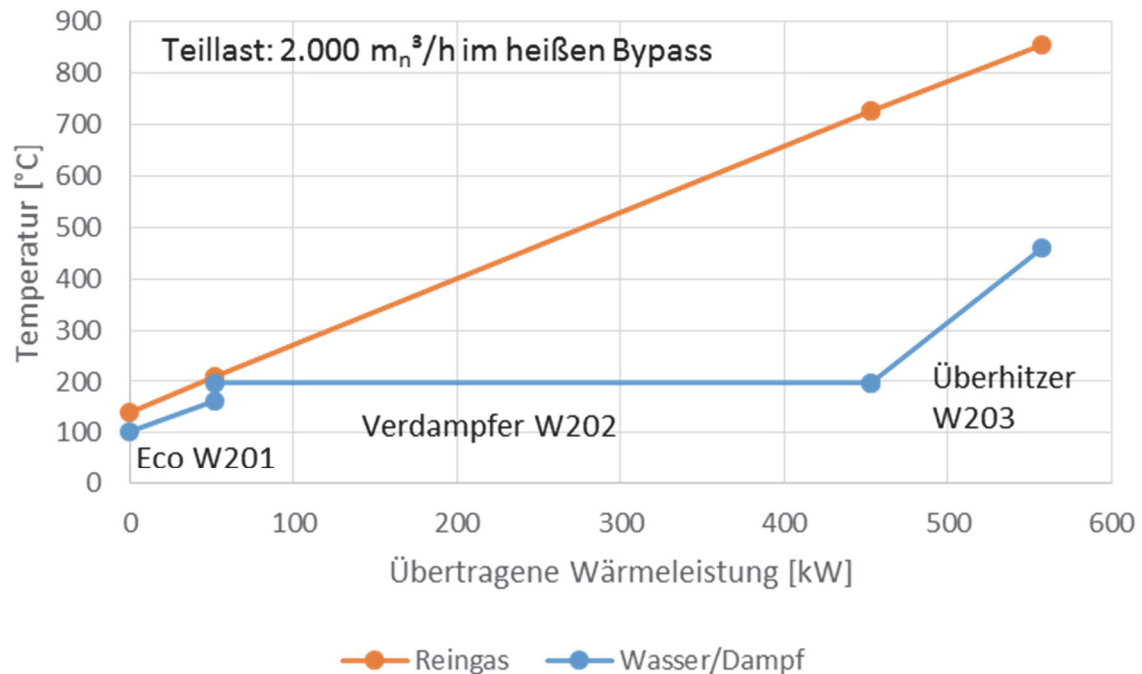


Bild 27: Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm für die Kopplung von heißem Bypass und Dampfkreislauf bei Teillast

Bild 28 zeigt die Leistung der Turbine im Clausius-Rankine-Prozess. Es ist die Nennlast im heißen Bypass von $10.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$ angenommen worden sowie eine geregelte Turbineneintrittstemperatur ϑ_8 von 400 °C . Der Druck p_2 wird zwischen 12 bar und 40 bar variiert. Die isentropen Wirkungsgrade sind – analog zu den obigen Berechnungen – mit $\eta_{T,isen} = \eta_{P,isen} = 0,85$ angesetzt. Für die Turbine wird kein veränderter Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Teillastbetrieb angesetzt.

Bei der Leistung im Teillastbetrieb ist eine deutliche Abnahme der Turbinenleistung feststellbar, die jedoch einen in etwa linearen Verlauf aufweist. Die erhöhte Temperatur ϑ_7 wird durch Einspritzung von Wasser ($\Delta \dot{m}_{WD3}$) auf die notwendige Turbineneintrittstemperatur reduziert. Die Erhöhung des Druckniveaus p_2 bewirkt eine deutliche Steigerung der Leistung (vgl. [62]).³²

³² Ein erhöhter Druck (z. B. 40 bar), der zu einer höheren Leistung im Dampfkreislauf führt, bedingt aber auch erhöhte Anforderungen an die Konstruktion und die Materialien des Apparats zur Wärmeübertragung. Der Überhitzer W203 ist ein Gas-Gas-Wärmeübertragungsapparat, so dass sich – überschlägig – bei einer Temperatur ϑ_7 im Teillast-Fall von 450 °C mittlere Materialtemperaturen von 650 °C einstellen können. In den gerechneten Szenarien werden daher sowohl ein geringerer als auch ein höherer Druck (15 bzw. 40 bar) betrachtet.

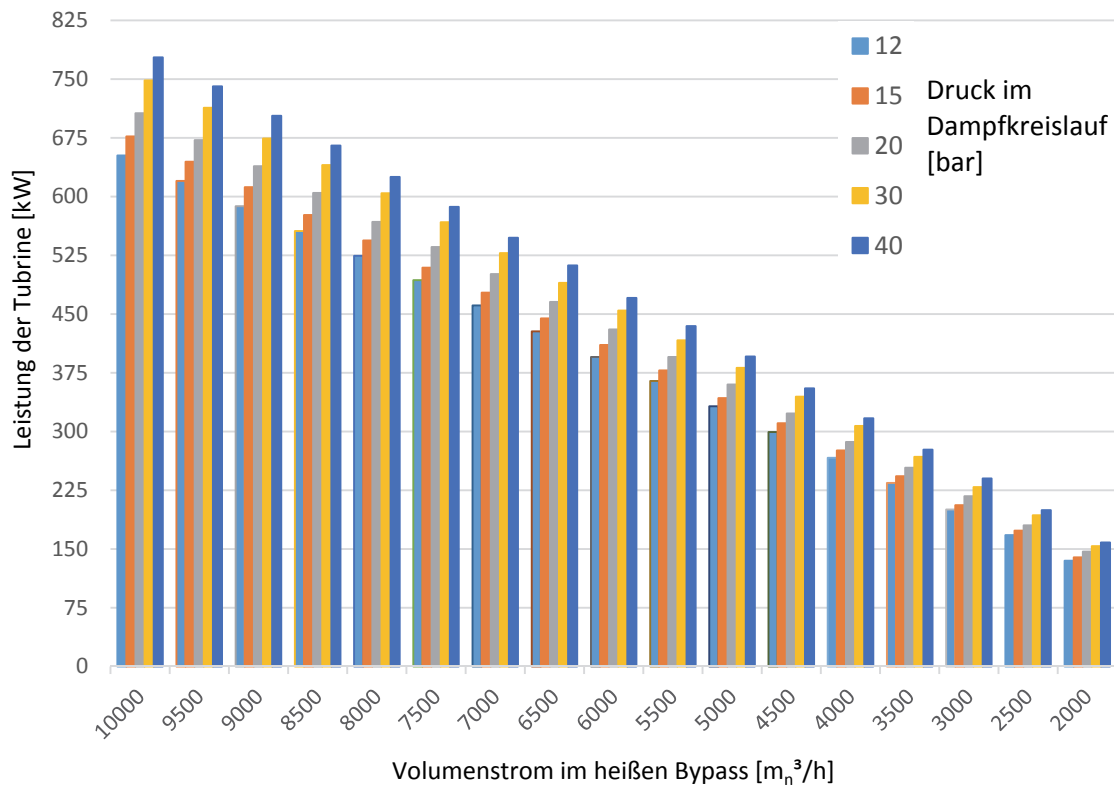


Bild 28: Leistung der Turbine im Dampfkreislauf in Abhängigkeit vom Druck des Dampfes und vom Reingasvolumenstrom im heißen Bypass

3.5 Berechnung des offenen Gasturbinenprozesses

Wie bereits im Schema der Varianten in Bild 20 gezeigt, werden beim Joule-Prozess ein Verdichter VE300 und eine Turbine T320 miteinander gekoppelt. Das verdichtete Medium wird bei konstantem Druck erwärmt, so dass die Turbine eine größere Leistung erzeugt als der Verdichter benötigt. In der klassischen Turbine wird die Wärme in einer Brennkammer zugeführt, wobei die Verbrennungsgase den Massenstrom über die Turbine zusätzlich vergrößern. In der hier vorgesehenen Verfahrensvariante wird die Brennkammer durch einen Wärmeübertragungsapparat W310 im heißen Bypass der RTO ersetzt. Folglich wird Umgebungsluft komprimiert, erwärmt und anschließend wieder entspannt³³.

Der Joule-Prozess wird – wie in Bild 22 dargestellt – durch zwei Isentropen und zwei Isobaren gebildet. Nach [62] kann bei einem idealen Gas mit dem Isentropenkoeffizient $\kappa = 1,4$ und einem $c_p = 0,994 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ gerechnet werden³⁴. Somit ergibt sich

³³ Da die Erwärmung in einem Apparat zur Wärmeübertragung stattfindet, unterliegt die Turbine keiner wiederkehrenden Emissionsmessung.

³⁴ Die Berechnung des Joule-Prozesses läuft analog zu den Beispielen 3.5 und 14.1 in [62] ab.

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (65)$$

Die spezifische Verdichterarbeit errechnet sich zu

$$w_V = c_p \cdot (T_2 - T_1) \text{ bzw. } w_{V,r} = \frac{w_V}{\eta_{V,\text{isen}}} \quad (66)$$

Für die Temperatur T_2 ergibt sich somit unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Verdichters

$$T_{2,r} = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_{V,\text{isen}}} \quad (67)$$

Die Turbinenaustrittstemperatur T_4 bzw. $T_{4,r}$ errechnet sich zu

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \text{ bzw. } T_{4,r} = T_3 - (T_3 - T_4) \cdot \eta_{T,\text{isen}} \quad (68)$$

Der Wirkungsgrad η_{th} des offenen Joule-Prozesses ergibt sich nach der Beziehung

$$\eta_{\text{th}} = \frac{|w_{V,r} + w_{T,r}|}{q_{23}} = \frac{|\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{2,r} - T_1) + \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{4,r} - T_3)|}{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2,r})} \quad (69)$$

Die Erzeugung elektrischer Energie im Gasturbinenprozess hängt von den Druckniveaus sowie den Wirkungsgraden von Verdichter und Turbine ab. Für einen Gasturbinenprozess mit einem Wirkungsgrad $\eta_{V,\text{isen}} = \eta_{T,\text{isen}} = 0,85$ und einen Massenstrom des Gases $\dot{m}_G = 3,59 \text{ kg/s}$ ergeben sich die in Bild 29 dargestellten Wirkungsgrade und elektrischen Leistungen. Die Turbinenleistung ist dabei vorwiegend von der erreichbaren Eintrittstemperatur abhängig, während ein höherer Druck³⁵ p_2 sich nicht zwangsläufig in höheren Leistungen der Turbine widerspiegelt. Durch einen höheren Druck p_2 steigt die Temperatur $T_{2,r}$ an. Dies führt wiederum zu einer geringeren Wärmezufuhr für die Zustandsänderung von 2 nach 3. Bei der Darstellung des Wirkungsgrades für den Joule-Prozess wird dies umso deutlicher, da bei einem Druck $p_2 = 12 \text{ bar}$ die erzielbaren Wirkungsgrade einbrechen.

³⁵ Nach [62] hängt die Leistung des Joule-Prozesses nur vom Verhältnis $\frac{p_2}{p_1}$ ab. Die hier vorgenommene Betrachtung einer Abhängigkeit der Turbinenleistung vom Druck p_2 setzt voraus, dass der Druck p_1 konstant bleibt.

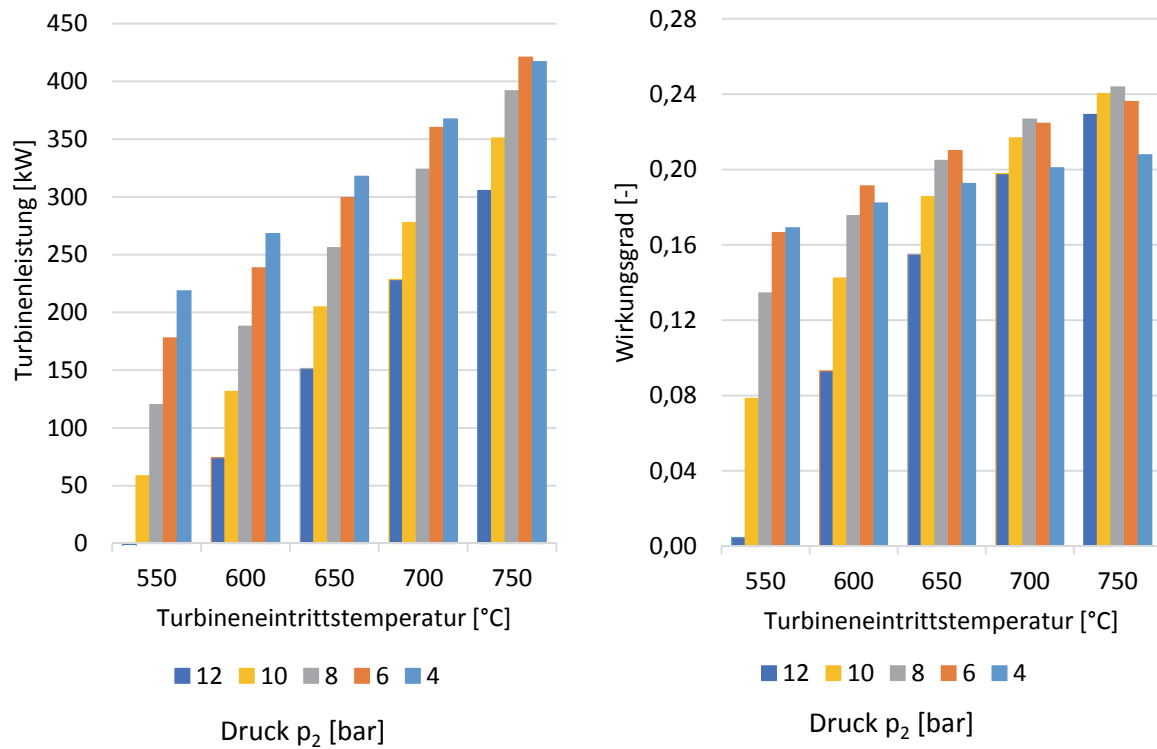


Bild 29: Turbinenleistung und Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Turbineneintrittstemperatur und Druck p_2
 (Druck $p_1 = 1$ bar; $\eta_{v,isen} = \eta_{T,isen} = 0,85$; $\dot{m}_G = 3,59$ kg/s)

4. Berechnung von Szenarien

4.1 Szenarien

Für einen Vergleich der verschiedenen Varianten werden die in Tabelle 4 aufgeführten Szenarien berechnet und einander gegenübergestellt. An dieser Stelle wird Bezug genommen auf Abschnitt 2.4. Es wird (unverändert) von einer Produktion ausgegangen, die im Auslegungszustand einen Abluftvolumenstrom von $60.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$ zur Abgasreinigungsanlage hat.

Bei den ersten Betrachtungen (Szenariengruppe der Zeile 1 in Tabelle 4) reicht die Lösemittelkonzentration lediglich aus, um einen autothermen Betrieb der RTO zu ermöglichen. Jegliche Reingasauskoppelung im heißen Bypass ist mit einem zusätzlichen Erdgasbedarf verbunden.

Bei den weiteren Szenarien (Zeile 2 und 3) liefert die Abluft aus der Produktion einen konstanten Massenstrom an Lösemitteln, der in der RTO detoxifiziert werden muss. Im Fall der Szenarien in der 2. Zeile von Tabelle 4 wird bei Nennlast eine Abluftbeladung von 250 kg/h an Ethylacetat angenommen. Das entspricht einer Konzentration von $4,17 \text{ g/m}_n^3$. Für Ethylacetat wird ein Heizwert von 24 MJ/kg angesetzt [68]. Für die weitere Szenariengruppe ist eine Produktion – und damit auch eine Abluftmenge – in Teillast (entsprechend $40.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$) zugrunde gelegt worden.

Insgesamt sollen die in Kapitel 3 vorgestellten Varianten für die jeweiligen Abluftvolumenströme miteinander verglichen werden. Es wird dabei zusätzlich unterschieden, ob die benötigte Prozesswärme durch ein Druckwassernetz oder durch ein Thermalölnetz bereitgestellt werden soll. Mit den beiden unterschiedlichen Wärmeträgernetzen sind verschiedene Temperaturniveaus verbunden, die letztlich mit der erreichbaren Abkühlung des Reingases im heißen Bypass der RTO korrelieren.

4.2 Szenario 1: Prozesswärmeerzeugung

Die wichtigsten Ergebnisse der Szenarienbetrachtung sind in Abschnitt 4.6 in tabellarischer Form zusammengefasst.

Die Prozesswärmeerzeugung ist der Stand der Technik, um den Heizwert der in der Abluft enthaltenen organischen Lösemittel noch zu nutzen. Insbesondere für größere Abluftmengenströme und Lösemittelmassenströme bis zu etwa 1 t/h ist die regenerative thermische Oxidation die „gesetzte“ Anlagentechnologie [54].

Für Szenario 1 wird ein Prozesswärmebedarf von 1.700 kW angenommen, der durch ein Wärmenetz bereitgestellt wird. Dafür sind vorhanden:

Tabelle 4: Szenarien für die Bewertung der Vergleichskonzepte
 DW: Druckwasser, TÖ: Thermalöl

Zeile	Abluftvolumenstrom	Prozesswärmeerzeugung		Stromerzeugung im Dampfkreislauf		Strom- und Prozesswärmeerzeugung im Gasturbinenprozess	Lösemittelrückgewinnung
		Szenario 1a: 1.700 kW, Druckwassernetz	Szenario 1b: 1.700 kW, Thermalölnetz	Szenario 2a: 10.000 m ³ /h im heißen Bypass, ggf. separate Prozesswärmeerzeugung (DW/TÖ) (15 bar im Dampfkreis)	Szenario 2b: 10.000 m ³ /h im heißen Bypass, ggf. separate Prozesswärmeerzeugung (DW/TÖ) (40 bar im Dampfkreis)		
1	60.000 m ³ /h, Konzentration der Lösemittel in der Abluft reicht für (max.) autothermen Betrieb der RTO					Szenario 3a: 10.000 m ³ /h im heißen Bypass und Druckwasser Szenario 3b: 10.000 m ³ /h im heißen Bypass und Thermalöl, ggf. separate Prozesswärmeerzeugung	---
2	60.000 m ³ /h, Konzentration der Lösemittel in der Abluft entspricht einem Einsatz von 250 kg/h an Ethylacetat	Szenario 1c: 1.700 kW, Druckwassernetz	Szenario 1d: 1.700 kW, Thermalölnetz	Szenario 2c: 10.000 m ³ /h im heißen Bypass, ggf. separate Prozesswärmeerzeugung (DW/TÖ) (15 bar im Dampfkreis)	Szenario 2d: 10.000 m ³ /h im heißen Bypass, ggf. separate Prozesswärmeerzeugung (DW/TÖ) (40 bar im Dampfkreis)	Szenario 3c: 10.000 m ³ /h im heißen Bypass und Druckwasser Szenario 3d: 10.000 m ³ /h im heißen Bypass und Thermalöl, ggf. separate Prozesswärmeerzeugung	Szenario 4: Lösemittelrückgewinnung wie im Kapitel 2.4 beschrieben
3	40.000 m ³ /h, Konzentration der Lösemittel in der Abluft entspricht einem Einsatz von 165 kg/h an Ethylacetat	Szenario 1e: 1.100 kW, Druckwassernetz	Szenario 1f: 1.100 kW, Thermalölnetz	Szenario 2e: 6.000 m ³ /h im heißen Bypass, ggf. separate Prozesswärmeerzeugung (DW/TÖ) (15 bar im Dampfkreis)	Szenario 2f: 6.000 m ³ /h im heißen Bypass, ggf. separate Prozesswärmeerzeugung (DW/TÖ) (40 bar im Dampfkreis)	Szenario 3e: 6.000 m ³ /h im heißen Bypass und Druckwasser Szenario 3f: 6.000 m ³ /h im heißen Bypass und Thermalöl, ggf. separate Prozesswärmeerzeugung	---

- in Szenario 1a ein Druckwassernetz (8 bar, Vorlauf 140 °C, Rücklauf 120 °C), so dass im heißen Bypass nach dem Wärmeübertragungsapparat W2 (siehe Bild 15) eine Temperatur von 170 °C erreicht wird.
- in Szenario 1b ein Thermalölnetz (Vorlauf 230 °C, Rücklauf 200 °C), so dass im heißen Bypass nach dem Apparat zur Wärmeübertragung W2 (s.o.) eine Temperatur von 250 °C erreicht wird.

Aus der Berechnung (Abschnitt 2.5) ergeben sich thermische Wirkungsgrade für die Erzeugung von 1.700 kW Prozesswärme von

- in Szenario 1a: $\eta_{th} = 1,228$ (entsprechend Zusatzbrennstoffbedarf von 1.384 kW).
- in Szenario 1b: $\eta_{th} = 1,059$ (entsprechend Zusatzbrennstoffbedarf von 1.605 kW).

Für den autothermen Betrieb der RTO werden 737 kW benötigt. Die Enthalpieströme als Sankey-Diagramm befinden sich im Anhang. Die Sankey-Diagramme verdeutlichen die große interne Wärmerückgewinnung innerhalb der RTO durch die Regeneratoren.

In den Szenarien 1c und 1d ersetzt der Heizwert der Lösemittelbeladung einen Teil des zusätzlichen Wärmebedarfs für die Wärmeauskopplung. Der Einsatz von 250 kg/h an Ethylacetat mit einem Heizwert von 24 MJ/kg entspricht einem Enthalpiestrom von 1.667 kW³⁶. Dieser Wert ersetzt zunächst die 737 kW an Erdgas, die für den autothermen Betrieb der Anlage notwendig sind. Damit ergibt sich ein zusätzlicher Brennstoffbedarf für

- Szenario 1c von 454 kW
- Szenario 1d von 675 kW

In Abschnitt 2.5 ist ebenfalls das Teillastverhalten der RTO beschrieben. Unter den oben beschriebenen Annahmen für die Erzeugung von 1.100 kW Prozesswärme im Thermalöl- und Druckwassernetz ergeben sich folgende Ergebnisse für

- Szenario 1e: $\eta_{th} = 1,221$ (entsprechend Zusatzbrennstoffbedarf von 901 kW)
- Szenario 1f: $\eta_{th} = 1,038$ (entsprechend Zusatzbrennstoffbedarf von 1.060 kW)

Unter Berücksichtigung des Heizwertes der organischen Lösemittel (1.100 kW) reduziert sich der Zusatzbrennstoffbedarf auf:

³⁶ In diesem Szenario wird nicht berücksichtigt, dass im Beispielbetrieb aufgrund immissionsschutzrechtlicher Bestimmungen eine Emission aus nicht-gefassten Quellen (diffuse Emissionen) in Höhe von max. 20 % der Einsatzmenge zulässig ist [39]. Durch eine gute Kapselung der Produktionsprozesse kann dieser Wert jedoch erheblich reduziert werden (eigene Untersuchungen zur Lösemittelbilanz). Ferner wird nicht berücksichtigt, dass die RTO einen kleinen Massenstrom der organischen Lösemittel unoxidiert mit dem Reingas der Atmosphäre zuführt. Ursache dafür können beispielsweise Undichtigkeiten der Klappen, unvollständige Spülvorgänge etc. sein.

- 205 kW in Szenario 1e,
- 364 kW in Szenario 1f,

da für einen autothermen Betrieb nur 404 kW benötigt werden. Die zugehörigen Sankey-Diagramme finden sich im Anhang.

4.3 Szenario 2: Stromerzeugung im Dampfkraftprozess

Für Szenario 2a wird eine Auskopplung von $10.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$ mit 855°C im heißen Bypass angenommen, die in den drei Wärmeübertragungsapparaten W203, W202 und W201 auf 160°C abgekühlt werden. Bei einem Druck von $p_1 = 0,16 \text{ bar}$ und $p_2 = 15 \text{ bar}$ ist hierfür eine Leistung in den Apparaten zur Wärmeübertragung W201, W202 und W203 von insgesamt

$$\dot{Q}_{\ddot{u},\text{ges}} = \dot{Q}_{W201} + \dot{Q}_{W202} + \dot{Q}_{W203} = 272 \text{ kW} + 2020 \text{ kW} + 418 \text{ kW} = 2710 \text{ kW} \quad (70)$$

notwendig.

Durch die Berechnung der Prozesswärmeerzeugung innerhalb der RTO ergibt sich für eine Auskopplung von 2.710 kW und ein Temperaturniveau von 160°C

- ein thermischer Wirkungsgrad $\eta_{\text{th},\text{RTO}} = 1,111$ und
- ein zusätzlicher Energiebedarf von 2.440 kW

Die Berechnungen führen somit zu einem Gesamtwirkungsgrad von

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{th},\text{RTO}} \cdot \eta_{\text{e},\text{CRP}} = \eta_{\text{th},\text{RTO}} \cdot \eta_{\text{th},\text{r}} \cdot \eta_{\text{Gen}} = 1,111 \cdot 0,250 \cdot 0,980 = 0,272 \quad (71)$$

In Szenario 2a wird elektrische Energie in Höhe von 664 kW mit einem Wirkungsgrad von 27,2 % erzeugt. Im Anhang sind die zugehörigen Sankey-Diagramme aufgeführt. Die separate Prozesswärmeerzeugung ist nicht Bestandteil der Diagramme.

In Szenario 2b bei einem Druck von $p_1 = 0,16 \text{ bar}$ und $p_2 = 40 \text{ bar}$ errechnet sich für den Dampfkreislauf eine benötigte Leistung in den Wärmeübertragungsapparaten W201, W202 und W203 von insgesamt

$$\dot{Q}_{\ddot{u},\text{ges}} = \dot{Q}_{W201} + \dot{Q}_{W202} + \dot{Q}_{W203} = 504 \text{ kW} + 1830 \text{ kW} + 376 \text{ kW} = 2710 \text{ kW} \quad (72)$$

Der thermische Wirkungsgrad der Prozesswärmeerzeugung in der RTO und somit der zusätzliche Energiebedarf von 2.440 kW ist identisch zu Szenario 2a. Der Gesamtwirkungsgrad ergibt sich mit den Gleichungen in Abschnitt 3.4.2.5 zu

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{th,RTO}} \cdot \eta_{\text{e,CRP}} = \eta_{\text{th,RTO}} \cdot \eta_{\text{th,r}} \cdot \eta_{\text{Gen}} = 1,111 \cdot 0,288 \cdot 0,980 = 0,314 \quad (73)$$

bzw. eine elektrische Leistung von 766 kW.

In den Szenarios 2c und 2d wird ein Teil des zusätzlichen Energiebedarfs durch die Beladung mit organischen Lösemitteln in der Abluft gedeckt. Der Zusatzbrennstoffbedarf reduziert sich somit auf

- 1.510 kW.

Die für die Produktion notwendige Prozesswärme (Annahme: 1.700 kW) muss separat in einem direktbefeuerten Erhitzer erzeugt werden. In Anlehnung an Abschnitt 2.5 ergeben sich für ein $L = 1,2$ und $\epsilon = 0,015$ somit Wirkungsgrade η_{Er} für

- Thermalöl $\eta_{\text{Er,TÖ}} = 0,866$ (Brennstoffbedarf: 1.963 kW)
- Druckwasser $\eta_{\text{Er,DW}} = 0,915$ (Brennstoffbedarf: 1.858 kW)

Szenario 2e betrachtet die Kopplung von RTO und Dampfkreislauf bei Teillastbedingungen. Es wird von einer Produktion bei 60 % der Nennlast ausgegangen, so dass

- der Abluftvolumenstrom $40.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$,
- der Einsatz von Lösemitteln 165 kg/h (entspricht $4,13 \text{ g/m}_n^3$),
- die Auskopplung im heißen Bypass ebenfalls 60 %

beträgt.

Aus dem Dampfkreislauf resultieren eine Erwärmung des Kreislaufmediums ($\dot{m}_{\text{WD,TL}} = 0,543 \text{ kg/s}$) in den Wärmeübertragungsapparaten W201, W202 und W203 um

$$\dot{Q}_{\text{ü,ges}} = \dot{Q}_{\text{W201}} + \dot{Q}_{\text{W202}} + \dot{Q}_{\text{W203}} = 159 \text{ kW} + 1214 \text{ kW} + 270 \text{ kW} = 1643 \text{ kW} \quad (74)$$

und eine Abkühlung des Reingases auf $\vartheta_{19} = 152 \text{ °C}$. Diese Prozesswärme wiederum kann in der RTO mit einem thermischen Wirkungsgrad $\eta_{\text{RTO,th}} = 1,106$ erzeugt werden. Das bedeutet einen Zusatzbrennstoffbedarf von 1.486 kW für die Prozesswärmeerzeugung, wobei der Heizwert der Lösemittel in Höhe von 1.100 kW zu berücksichtigen ist. Im Anhang befinden sich die zugehörigen Sankey-Diagramme.

Es ergibt sich somit ein Gesamtwirkungsgrad³⁷ von

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{th,RTO}} \cdot \eta_{\text{e,CRP}} = \eta_{\text{th,RTO}} \cdot \eta_{\text{th,r}} \cdot \eta_{\text{Gen}} = 1,106 \cdot 0,250 \cdot 0,980 = 0,271 \quad (75)$$

³⁷ Ein Teillast-Wirkungsgrad der Turbine – zusätzlich zum isentropen Wirkungsgrad $\eta_{\text{T,isen}} = 0,85$ – wird nicht betrachtet.

so dass insgesamt 403 kW an elektrischer Energie erzeugt werden.

In Szenario 2f mit einem Druck von 40 bar entsteht eine Umlaufmenge des Kreislaufmediums von $\dot{m}_{\text{WD,TL}} = 0,550 \text{ kg/s}$. Dabei haben die Apparate zur Wärmeübertragung W201, W202 und W203 eine Gesamtleistung von

$$\dot{Q}_{\text{ü,ges}} = \dot{Q}_{\text{W201}} + \dot{Q}_{\text{W202}} + \dot{Q}_{\text{W203}} = 295 \text{ kW} + 1104 \text{ kW} + 244 \text{ kW} = 1643 \text{ kW} \quad (76)$$

Das Reingases wird auf $\vartheta_{19} = 152 \text{ °C}$ abgekühlt. Diese Prozesswärme wiederum kann in der RTO ebenfalls mit einem thermischen Wirkungsgrad $\eta_{\text{RTO,th}} = 1,106$ erzeugt werden. Daraus resultiert ein Zusatzbrennstoffbedarf von 1.486 kW für die Prozesswärmeerzeugung. Bei einem Wirkungsgrad von $\eta_{\text{ges}} = 0,312$ ergeben sich dann 464 kW an elektrischer Energie.

Für die alternative Prozesswärmebereitstellung (1.100 kW) erhält man mit den gleichen Parametern wie in den Szenarios 2a bis 2d:

- Thermalöl $\eta_{\text{Er,TÖ}} = 0,866$ (Brennstoffbedarf: 1.270 kW)
- Druckwasser $\eta_{\text{Er,DW}} = 0,915$ (Brennstoffbedarf: 1.202 kW)

4.4 Szenario 3: Strom- und Prozesswärmeerzeugung im Gasturbinenprozess

In Szenario 3 wird der Strom in einem offenen Turbinenprozess (Joule-Prozess) erzeugt. Dabei ist die Gasturbinenbrennkammer durch einen Apparat zur Wärmeübertragung im heißen Bypass der RTO ersetzt. Durch den Verdichter wird ein relativ hohes Temperaturniveau im Eintritt des Apparats erreicht, so dass das abgekühlte Reingas noch in einem zweiten Wärmeübertragungsapparat zur Prozesswärmeerzeugung genutzt werden kann. Das entspannte Gas aus der Turbine ist ebenfalls noch zur Prozesswärmeerzeugung geeignet. Als Wärmeträger sollen – analog zu Szenario 1 – Thermalöl (Vorlauf 230 °C, Rücklauf 200 °C) und Druckwasser (8 bar, Vorlauf 140 °C, Rücklauf 120 °C) genutzt werden.

Die Betrachtungen in Abschnitt 3.5 haben gezeigt, dass die elektrische Leistung sowohl vom Druck als auch von der Turbineneintrittstemperatur abhängt. Für die Verfahrensbewertung der Variante 3 werden ein relativ geringer Druck $p_2 = 6 \text{ bar}$ ($p_1 = 1 \text{ bar}$) sowie eine relativ hohe Turbineneintrittstemperatur $T_3 = 973 \text{ K} = 700 \text{ °C}$ angesetzt.³⁸ Unter Berücksichtigung des isentropen Wirkungsgrades des Verdichters ergibt sich eine Temperatur $T_{2,r} = 523 \text{ K} = 250 \text{ °C}$. Die Austrittstemperatur der Turbine beträgt $T_{4,r} = 642 \text{ K} = 369 \text{ °C}$. Sie ist auf einen Massenstrom $\dot{m}_G = 3,59 \text{ kg/s}$ ausgelegt. Aus diesen

³⁸ Ein höherer Druck sowie eine (noch) höhere Turbineneintrittstemperatur bringen hinsichtlich der Turbinenleistung keine Vorteile, lediglich die Materialanforderungen im Wärmeübertragungsapparat steigen deutlich.

Angaben resultiert eine Leistung des Wärmeübertragungsapparats für die Erwärmung von Zustand 2 auf 3 von $\dot{Q}_{W310} = 1.604 \text{ kW}$.

In Szenario 3a ergibt sich eine Reingastemperatur nach den Apparaten zur Wärmeübertragung W310 und W360 im heißen Bypass von $170 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Bei einem Volumenstrom von $10.000 \text{ m}_n^3/\text{h}$ können somit 2.675 kW ausgekoppelt werden. Davon werden 1.604 kW für den Gasturbinenprozess genutzt. Weitere 1.071 kW können ins Druckwassernetz eingekoppelt werden. Der thermische Wirkungsgrad der Prozesswärmeerzeugung beträgt $\eta_{\text{th,RTO}} = 1,095$ (Zusatzbrennstoffbedarf: 2.442 kW). Das Abgas der Turbine kann ebenfalls noch zur Prozesswärmeerzeugung genutzt werden. Hier ist die Bereitstellung von weiteren 747 kW möglich.

Somit ergibt sich in Szenario 3a

- elektrische Energie von 337 kW . In den Joule-Prozess werden über W310 insgesamt 1.604 kW eingekoppelt. In der Turbine T320 werden durch die Zustandsänderung von 3 nach 4 (siehe Bild 22) 1.183 kW an mechanischer Arbeit erzeugt. Unter Berücksichtigung des Generatorwirkungsgrads $\eta_{\text{Gen}} = 0,98$ ergibt sich eine elektrische Bruttoleistung von 1.159 kW . Davon wiederum werden 822 kW für den Verdichter VE300 benötigt.
- thermische Energie: $\dot{Q}_{W340} + \dot{Q}_{W360} = 747 \text{ kW} + 1.071 \text{ kW} = 1.818 \text{ kW}$

Für Szenario 3b wird die Prozesswärme in ein Thermalölnetz eingekoppelt. Aufgrund des höheren Temperaturniveaus von $250 \text{ }^{\circ}\text{C}$ beträgt $\eta_{\text{th,RTO}} = 0,973$ (Zusatzbrennstoffbedarf: 2.440 kW), wobei 1.604 kW für den Gasturbinenprozess bereitgestellt werden können. Im heißen Bypass sind darüber hinaus 771 kW für das Thermalölnetz auskoppelbar. Aus dem Turbinenabgas ergeben sich 449 kW .

Durch diese Verfahrenskombinationen erhält man

- elektrische Energie: 337 kW (wie im Szenario 3a)
- thermische Energie: $\dot{Q}_{W340} + \dot{Q}_{W360} = 449 \text{ kW} + 771 \text{ kW} = 1.220 \text{ kW}$

Die Sankey-Diagramme sind im Anhang dargestellt. Die ggf. notwendige separate Prozesswärmeerzeugung ist in der Darstellung nicht aufgeführt.

Für die Szenarien 3c und 3d wird – analog zu den anderen – eine Beladung der Abluft mit organischen Lösemitteln angenommen, aus der ein Enthalpiestrom von 1.667 kW resultiert. Der zusätzliche Brennstoffbedarf verringert sich:

- im Szenario 3c zu 1.512 kW
- im Szenario 3d zu 1.510 kW

Für die Szenarien 3e und 3f wird im Gasturbinenprozess ebenfalls ein Teillastbetrieb von 67 % angenommen.³⁹ Daraus resultiert ein Wärmebedarf von 1.068 kW, der zu einer Nutzarbeit von 240 kW führt. Unter Berücksichtigung des Generatorwirkungsgrades auf die brutto erzeugte mechanische Arbeit der Turbine von 771 kW ergibt sich eine elektrische Leistung von 224 kW. Prozesswärme kann noch erzeugt werden im

- Szenario 3e: $\dot{Q}_{W340} + \dot{Q}_{W360} = 498 \text{ kW} + 772 \text{ kW} = 1.270 \text{ kW}$ (bei einem $\eta_{\text{th,RTO}} = 1,051$ ergibt sich unter Berücksichtigung der Lösemittel ein Zusatzbrennstoffbedarf von 998 kW)
- Szenario 3f: $\dot{Q}_{W340} + \dot{Q}_{W360} = 299 \text{ kW} + 512 \text{ kW} = 811 \text{ kW}$ (bei einem $\eta_{\text{th,RTO}} = 0,934$ erhält man unter Berücksichtigung der Lösemittel ein Zusatzbrennstoffbedarf von 996 kW)

Bei der Prozesswärmebereitstellung über das Thermalölnetz ist zu beachten, dass nicht die gesamte Prozesswärme für die Produktion von 1.700 kW (Nennlast, Szenario 3b und 3d) bzw. 1.100 kW (Teillast, Szenario 3f) zur Verfügung gestellt werden kann. Hier ergibt sich im direktbefeuchten Thermalölerhitzer (analog zu Szenario 2) ein Brennstoffbedarf von

- in den Szenarien 3b und 3d von: 480 kW Thermalöl mit 554 kW Brennstoffeinsatz
- im Szenario 3f von: 289 kW Thermalöl mit 334 kW Brennstoffeinsatz

Die zugehörigen Sankey-Diagramme befinden sich im Anhang.

4.5 Szenario 4: Lösemittelrückgewinnung

Der Prozess- und Stromerzeugung soll noch das bereits in Abschnitt 2.4 diskutierte Verfahren der Lösemittelrückgewinnung, bestehend aus absorptiver Aufkonzentration und anschließender Kondensation, gegenübergestellt werden. Zur Verfahrensbeschreibung wird auf die dortigen Ausführungen verwiesen. Durch die integrierte KWK-Kopplung wird der größte Anteil der benötigten elektrischen Energie direkt im Prozess erzeugt. Es besteht jedoch ein temporärer Bedarf an elektrischer Energie bei hohen Außentemperaturen, um die notwendige Kühlung der Abluft bzw. des Absorbens sicherzustellen. Die Kosten des Verfahrensansatzes resultieren daher vorwiegend aus dem Bedarf an thermischer Energie (2.320 kW) sowie dem Ersatz von Lösemitteln und organischem Hochsieder als Absorbens.

³⁹ Der Teillastbetrieb von 67 % resultiert aus dem reduzierten Abluftvolumenstrom der Produktion von 40.000 m³/h (bei einer Nennlast von 60.000 m³/h). Es wird für den vereinfachten Betrachtungsfall ein lineares Downscaling der Enthalpieströme postuliert. Darüber hinaus werden keine zusätzlichen Wirkungsgradverluste innerhalb des Verdichters und der Turbine durch den Teillastbetrieb unterstellt.

Das Verfahren führt zu Betriebsmittelkosten von (130,92 ... 147,30) EUR/h und Emissionen von Kohlenstoffdioxid von (563,1 ... 630,5) kg/h. Die notwendige Prozesswärme für die Produktion wird separat (außerhalb der Bilanz) hergestellt. Wie in den Szenarien der Gruppe 2 (Clausius-Rankine-Prozess) wird die Wärme durch einen direktbefeuerten Kessel bereitgestellt.

4.6 Zusammenfassung der Szenarien

In Tabelle 5 sind die wesentlichen Größen der Verfahrensalternativen 1 bis 3 gegenübergestellt.

Tabelle 5: Zusammenfassung der Szenarien 1a bis 3f (CRP: Clausius-Rankine-Prozess, Joule: Joule-Prozess)

Szenario	Kurzbezeichnung	Input				Output			Wirkungsgrad der Prozesswärmeerzeugung
		Erdgasbedarf bis zum autothermen Betriebspunkt	Zusätzlicher Erdgasbedarf	Heizwert der Lösemittel	Erdgasbedarf für separate Prozesswärmeerzeugung	Prozesswärme (Druckwassernetz)	Prozesswärme (Thermalöl-netz)	Elektrische Energie	
		[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	
1a	1.700 kW DW	737	1.384	0	-	1.700	-	0	1,228
1b	1.700 kW TÖ	737	1.605	0	-	-	1.700	0	1,059
1c	1.700 kW DW	0	454	1.667	-	1.700	-	0	1,228
1d	1.700 kW TÖ	0	675	1.667	-	-	1.700	0	1,059
1e	1.100 kW DW	0	205	1.100	-	1.100	-	0	1,221
1f	1.100 kW TÖ	0	364	1.100	-	-	1.100	0	1,038
2aDW	CRP mit 15 bar + 1.700 kW DW	737	2.440	0	1.858	1.700	-	664	1,111
2aTÖ	CRP mit 15 bar + 1.700 kW TÖ	737	2.440	0	1.963	-	1.700	664	1,111
2bDW	CRP mit 40 bar + 1.700 kW DW	737	2.440	0	1.858	1.700	-	766	1,111
2bTÖ	CRP mit 40 bar + 1.700 kW TÖ	737	2.440	0	1.963	-	1.700	766	1,111
2cDW	CRP mit 15 bar + 1.700 kW DW	0	1.510	1.667	1.858	1.700	-	664	1,111
2cTÖ	CRP mit 15 bar + 1.700 kW TÖ	0	1.510	1.667	1.963	-	1.700	664	1,111
2dDW	CRP mit 40 bar + 1.700 kW DW	0	1.510	1.667	1.858	1.700	-	766	1,111
2dTÖ	CRP mit 40 bar + 1.700 kW TÖ	0	1.510	1.667	1.963	-	1.700	766	1,111
2eDW	CRP mit 15 bar + 1.100 kW DW	0	1.486	1.100	1.202	1.100	-	403	1,106
2eTÖ	CRP mit 15 bar + 1.100 kW TÖ	0	1.486	1.100	1.270	-	1.100	403	1,106
2fDW	CRP mit 40 bar + 1.100 kW DW	0	1.486	1.100	1.202	1.100	-	464	1,106
2fTÖ	CRP mit 40 bar + 1.100 kW TÖ	0	1.486	1.100	1.270	-	1.100	464	1,106
3a	Joule + 1.700 kW DW	737	2.442	0	-	1.818	-	337	1,095
3b	Joule + 1.700 kW TÖ	737	2.440	0	554	-	1.220+480	337	0,973
3c	Joule + 1.700 kW DW	0	1.512	1.667	-	1.818	-	337	1,095
3d	Joule + 1.700 kW TÖ	0	1.510	1.667	554	-	1.220+480	337	0,973
3e	Joule + 1.100 kW DW	0	998	1.100	-	1.210	-	224	1,051
3f	Joule + 1.100 kW TÖ	0	996	1.100	334	-	811+334	224	0,934

5. Darstellung der Ergebnisse und Diskussion

Die Erzeugung von Prozesswärme und elektrischer Energie innerhalb der Regenerativen Thermischen Oxidation über den heißen Bypass muss hinsichtlich verschiedener Aspekte bewertet werden. Dazu zählen

- die Effizienz
- die mit der Erzeugung verbundenen Kosten sowie
- die ökologische Bilanz.

Neben den drei in den Szenarien untersuchten Verfahrensvarianten ist ferner zu berücksichtigen, ob die Lösemittel zurückgewonnen oder ob sie „lediglich“ oxidativ entsorgt werden können.

5.1 Wirkungsgrade

Die Effizienz der verschiedenen Verfahren soll mit Wirkungsgraden bewertet werden. In Bild 30 sind die zu unterscheidenden Enthalpieströme aufgeführt. Der Betrieb der RTO als Abgasreinigungseinrichtung ist für die Produktion ein immissionsschutzrechtliches Erfordernis. Somit ist der Brennstoffbedarf bis zum autothermen Betriebspunkt eine zwingende Voraussetzung. Sofern die Abluft aus der Produktion eine Beladung mit organischen Lösemitteln aufweist, wird zunächst der Brennstoffbedarf für den autothermen Betriebspunkt substituiert.

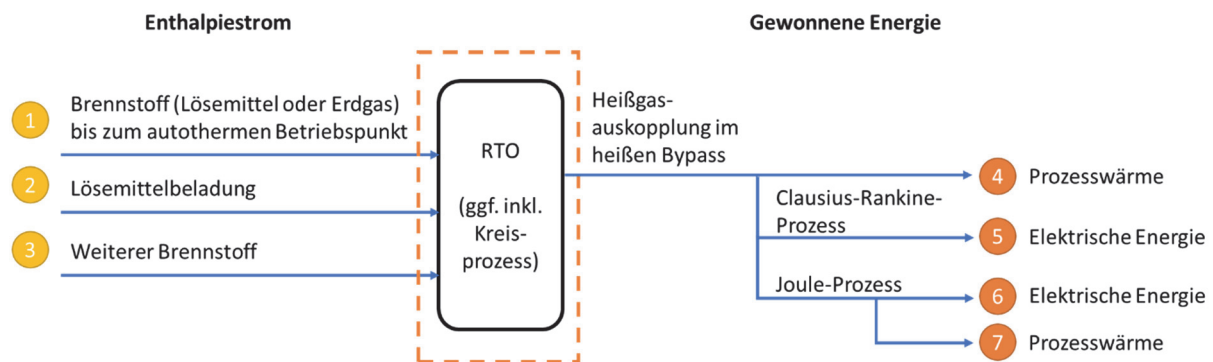


Bild 30: In- und Output der RTO und verschiedener Verfahrensansätze
(Die Positionen 4, 5, 6+7 stellen Alternativen dar)

Folgende Wirkungsgrade lassen sich definieren:

1. Erzeugung von Prozesswärme, bezogen auf den zusätzlichen Brennstoffbedarf an Erdgas:

$$\eta_{th,E} = \frac{\Sigma \text{Prozesswärmeerzeugung}}{\text{zusätzlicher Erdgasbedarf}} \quad (77)$$

2. Erzeugung von Prozesswärme, bezogen auf den zusätzlichen Brennstoffbedarf an Erdgas und die Lösemittelbeladung, die den autothermen Betriebspunkt übersteigt:

$$\eta_{th,E+LM} = \frac{\Sigma \text{ Prozesswärmeerzeugung}}{\text{zusätzlicher Erdgasbedarf} + \text{Lösemittelbeladung}} \quad (78)$$

3. Erzeugung von elektrischer Energie, bezogen auf den zusätzlichen Brennstoffbedarf an Erdgas:

$$\eta_{el,E} = \frac{\text{elektrische Energieerzeugung}}{\text{zusätzlicher Erdgasbedarf}} \quad (79)$$

4. Erzeugung von elektrischer Energie, bezogen auf den zusätzlichen Brennstoffbedarf an Erdgas und die Lösemittelbeladung, die den autothermen Betriebspunkt übersteigt:

$$\eta_{el,E+LM} = \frac{\text{elektrische Energieerzeugung}}{\text{zusätzlicher Erdgasbedarf} + \text{Lösemittelbeladung}} \quad (80)$$

Weiterhin lassen sich noch Gesamtwirkungsgrade berechnen:

$$\eta_{ges,E} = \eta_{th,E} + \eta_{el,E} \quad (81)$$

$$\eta_{ges,E+LM} = \eta_{th,E+LM} + \eta_{el,E+LM} \quad (82)$$

Bei den Szenarien 2 und 3 ist unter Umständen noch der Betrieb eines separaten Prozesswärmeerhitzers notwendig, dessen Wirkungsgrad sich analog ergibt. Beim Szenario 2 wird ausschließlich elektrische Energie erzeugt, so dass die geforderte Prozesswärmemenge separat generiert werden muss. Im offenen Gasturbinenprozess (Szenarien 3) ist zwar eine Prozesswärmeerzeugung möglich, jedoch kann nicht in jedem Fall die gesamte geforderte Wärmemenge bereitgestellt werden. Somit ist eine Unterstützung durch einen direktbefeuerten Erhitzer unerlässlich.

Die sich ergebenden Wirkungsgrade für die in Kapitel 4 berechneten Szenarien sind in Tabelle 6 zusammengefasst. Offensichtlich ist die Prozesswärmeerzeugung in den Szenarien 1a bis 1f sehr effizient. Der thermische Wirkungsgrad $\eta_{th,E+LM}$ ist dabei deutlich größer als eins (vgl. Abschnitt 2.4, [34]). Sofern man den Wirkungsgrad nur auf das zusätzlich notwendige Erdgas bezieht, weil die organischen Lösemittel immissionsschutzrechtlich in der RTO detoxifiziert werden müssen, ergeben sich in den Szenarien 1c bis 1f noch erheblich größere Wirkungsgrade ($\eta_{th,E}$).⁴⁰ Wirkungsgrade größer eins ergeben

⁴⁰ Diese Wirkungsgrade sind besonders bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bedeutsam, sofern die Lösemittel als nicht nutzbare Abfallstoffe eingestuft werden. Dies ist der Fall, wenn eine Rückgewinnung (und damit ein stofflicher Wiedereinsatz) technisch oder wirtschaftlich nicht darstellbar ist oder wenn ein Lösemittelgemisch vorliegt, dessen Aufbereitung nicht möglich ist. Siehe auch Abschnitt 5.2.

sich aus dem zugrunde gelegten Bilanzraum der Heißgasauskopplung. Wie bereits in Abschnitt 2.5 und in [34] diskutiert, wird dabei der Energieerhaltungssatz sehr wohl erfüllt.⁴¹

In den Szenarien 2a bis 2f wird die RTO mit einem Wasserdampfkreislauf kombiniert. Somit erhält man hier nur einen elektrischen aber keinen thermischen Wirkungsgrad. Bei einem Druck $p_2 = 15$ bar ergibt sich ein Wirkungsgrad von $\eta_{el,E+LM} = 0,272$, bei $p_2 = 40$ bar von $\eta_{el,E+LM} = 0,314$. Der offene Gasturbinenprozess in Szenario 3 wiederum liefert sowohl Prozessenergie als auch elektrische Energie. Sofern als Wärmeträger Druckwasser genutzt wird, errechnet sich ein Wirkungsgrad $\eta_{th,E+LM} = 0,744$, beim Einsatz von Thermalöl beträgt der Wirkungsgrad $\eta_{th,E+LM} = 0,500$. Darüber hinaus wird in beiden Fällen ein elektrischer Wirkungsgrad von $\eta_{el,E+LM} = 0,138$ erreicht. Daraus resultiert ein Gesamtwirkungsgrad von $\eta_{ges,E+LM}$ von bis zu 0,882. Die Wirkungsgrade sinken im Teillastfall um ein paar Prozentpunkte. In den Szenarien 3b, 3d und 3f muss zusätzlich ein Teil der Prozesswärme für das Thermalölnetz mit einem separaten, direktbefeuerten Erhitze erzeugt werden, da durch die vorgegebenen Volumenströme und Temperaturniveaus im heißen Bypass das Erzeugungspotenzial nicht ausreicht.

5.2 Wirtschaftlichkeit

Die Wirtschaftlichkeitsbewertung wird wesentlich dadurch beeinflusst, ob die in der Produktionsabluft enthaltenen organischen Lösemittel einen Wertstoff oder einen zu entsorgenden Abfallstoff darstellen. Die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit soll für beide Rahmenbedingungen durchgeführt werden.

5.2.1 Lösemittel als Wertstoff

Nach dem Kreislaufwirtschaftsgesetz ist laut §6 Abs. 1 eine stoffliche Wiederverwertung einer energetischen Verwertung vorzuziehen [69]. Das stoffliche Recycling setzt aber voraus, dass eine Lösemittelrückgewinnung technisch und wirtschaftlich realisierbar ist. Darüber hinaus muss die Qualität der aufbereiteten Lösemittel den Anforderungen der Produktion genügen. Die weitere Betrachtung in diesem Abschnitt steht unter dieser Prämisse.

Die Vergleichskosten für die Lösemittelrückgewinnung ergeben sich aus Abschnitt 2.4. Für die dort vorgestellte Anlagentechnologie resultieren Kosten in Höhe von (130,92 ... 147,30) EUR/h. Die notwendige separate Prozesswärmeerzeugung von 1.700 kW bedingt – analog zu Abschnitt 4.3 – bei

- Druckwasser einen zusätzlichen Brennstoffbedarf von 1.858 kW ($\eta_{Er,DW} = 0,915$)
- Thermalöl einen zusätzlichen Brennstoffbedarf von 1.963 kW ($\eta_{Er,TÖ} = 0,866$)

⁴¹ Die hier gebildeten Wirkungsgrade sind Vergleichswerte und werden letztlich für die Bewertung der Wirtschaftlichkeit herangezogen.

Tabelle 6: Übersicht der Wirkungsgrade

(Angabe in Klammern: Wirkungsgrad des separaten Prozesswärmeerzeugers; DW: Druckwasser, TÖ: Thermalöl)

Szenario	$\eta_{th,E}$	$\eta_{th,E+LM}$	$\eta_{el,E}$	$\eta_{el,E+LM}$	$\eta_{ges,E}$	$\eta_{ges,E+LM}$
1a (1700 kW DW)	1,228	1,228	-	-	1,228	1,228
1b (1700 kW TÖ)	1,059	1,059	-	-	1,059	1,059
1c (1700 kW DW)	3,744	1,228	-	-	3,744	1,228
1d (1700 kW TÖ)	2,519	1,059	-	-	2,519	1,059
1e (1100 kW DW)	5,366	1,221	-	-	5,366	1,221
1f (1100 kW TÖ)	3,022	1,038	-	-	3,022	1,038
2a (1700 kW DW)	- (0,915)	- (0,915)	0,272	0,272	0,272	0,272
2a (1700 kW TÖ)	- (0,866)	- (0,866)	0,272	0,272	0,272	0,272
2b (1700 kW DW)	- (0,915)	- (0,915)	0,314	0,314	0,314	0,314
2b (1700 kW TÖ)	- (0,866)	- (0,866)	0,314	0,314	0,314	0,314
2c (1700 kW DW)	- (0,915)	- (0,915)	0,440	0,272	0,440	0,272
2c (1700 kW TÖ)	- (0,866)	- (0,866)	0,440	0,272	0,440	0,272
2d (1700 kW DW)	- (0,915)	- (0,915)	0,507	0,314	0,507	0,314
2d (1700 kW TÖ)	- (0,866)	- (0,866)	0,507	0,314	0,507	0,314
2e (1100 kW DW)	- (0,915)	- (0,915)	0,510	0,271	0,510	0,271
2e (1100 kW TÖ)	- (0,866)	- (0,866)	0,510	0,271	0,510	0,271
2f (1100 kW DW)	- (0,915)	- (0,915)	0,587	0,312	0,587	0,312
2f (1100 kW TÖ)	- (0,866)	- (0,866)	0,587	0,312	0,587	0,312
3a (1700 kW DW)	0,744	0,744	0,138	0,138	0,882	0,882
3b (1700 kW TÖ)	0,500 (0,866)	0,500 (0,866)	0,138	0,138	0,638	0,638
3c (1700 kW DW)	1,202	0,744	0,223	0,138	1,425	0,882
3d (1700 kW TÖ)	0,808 (0,866)	0,500 (0,866)	0,223	0,138	1,031	0,638
3e (1100 kW DW)	1,212	0,714	0,224	0,132	1,437	0,847
3f (1100 kW TÖ)	0,814 (0,866)	0,479 (0,866)	0,225	0,132	1,039	0,612

Damit sind weitere Kosten von (75,62 ... 79,89) EUR/h verbunden. Somit ergibt sich eine Spannweite von (206,54 ... 227,19) EUR/h für die gesamten Betriebsmittelkosten einer Lösemittelrückgewinnung.

In Tabelle 7 sind die Betriebsmittelkosten der einzelnen Szenarien aufgeführt. Es wird dabei unterschieden zwischen den Kosten für den autothermen Betrieb⁴², dem Wert der zu entsorgenden Lösemittel sowie den Kosten für den Gesamtbetrieb⁴³. Die Kosten für elektrische Antriebe von Klappen, Ventilatoren etc. der RTO werden nicht berücksichtigt. Außerdem werden die Output-Ströme an thermischer und elektrischer Energie bewertet. Aus der Differenz resultiert eine Abschätzung der Betriebsmittelkosten.

Die Annahme für die Kosten orientiert sich an den Zahlen des Referenzunternehmens und wird folgendermaßen getroffen:

- Erdgas: 0,0407 EUR/kW
- Elektrische Energie: 0,129 EUR/kW
- Organische Lösemittel: 0,195 EUR/kW

Unter Einbeziehung des Nutzens in Form von elektrischer Energie und Prozesswärme ergeben sich in den Szenarien mit Einsatz von Lösemitteln (Szenarien 1c/1d, 2c/2d und 3c/d) Betriebsmittelkosten in der Größenordnung von (270 ... 310) EUR/h. In den Zahlen in der Tabelle 7 wird aber auch deutlich, dass die Gesamtkosten im Wesentlichen durch die (Wieder-)Beschaffung der Lösemittel bestimmt sind.⁴⁴

In Bild 31 sind die einzelnen Kosten grafisch dargestellt. Hier zeigt sich, dass die Erlöse (als negative Werte) für den Clausius-Rankine-Prozess (Szenarien der Gruppe 2) grundsätzlich am größten sind. Da jedoch ein recht hoher Prozesswärmebedarf von 1.700 kW bei Nennlast besteht, ist es im direkt befeuerten Erhitzer notwendig, kontinuierlich große Mengen an Brennstoff zuzuführen, was entsprechende Kosten verursacht.

Bild 31 zeigt ferner die resultierenden Kosten. Es ergibt sich dabei, dass die Abluftreinigung in den Szenarien c und d ein vergleichbares Kostenniveau erreicht, wobei der Dampfkraftprozess (Szenarien 2a bis 2f) tendenziell etwas teurer ist als der Gasturbinenprozess (Szenarien 3a bis 3f).

⁴² Bei den Kosten für den autothermen Betrieb werden zunächst möglicherweise vorhandene Lösemittel und erst danach Kosten des Erdgases berücksichtigt.

⁴³ Die Kosten des Gesamtbetriebs setzen sich aus den Kosten für den autothermen und den überautothermen Betrieb zusammen. Dies entspricht den Kosten von Erdgas und Lösemitteln.

⁴⁴ In den Szenarien a und b können sich höhere Kosten in Abhängigkeit der eingesetzten Lösemittelmenge ergeben.

Tabelle 7: Betriebsmittelkosten der Verfahrensvarianten in den Szenarien
(Ansatz: 0,0407 EUR/kW_{th}, 0,129 EUR/kW_{el}, 0,195 EUR/kW_{LM})

[EUR/h] Szenario	Kosten für autoth. Betrieb	Wert der Löse- mittel	Kosten für Zusatz- brenn- stoff	Kosten für über- autoth. Betrieb	Summe	Bewer- tung Output ther- misch	Bewer- tung Output elek- trisch	Summe Output
1a (1700 kW DW)	30,00	0,00	56,33	56,33	86,32	69,19	0,00	69,19
1b (1700 kW TÖ)	30,00	0,00	65,32	65,32	95,32	69,19	0,00	69,19
1c (1700 kW DW)	143,69	181,31	18,48	199,79	343,48	69,19	0,00	69,19
1d (1700 kW TÖ)	143,69	181,31	27,47	208,79	352,47	69,19	0,00	69,19
1e (1100 kW DW)	78,76	135,69	8,34	144,04	222,80	44,77	0,00	44,77
1f (1100 kW TÖ)	78,76	135,69	14,81	150,51	229,27	44,77	0,00	44,77
2a (1700 kW DW)	30,00	0,00	174,93	174,93	204,92	69,19	85,66	154,85
2a (1700 kW TÖ)	30,00	0,00	179,20	179,20	209,20	69,19	85,66	154,85
2b (1700 kW DW)	30,00	0,00	174,93	174,93	204,92	69,19	98,81	168,00
2b (1700 kW TÖ)	30,00	0,00	179,20	179,20	209,20	69,19	98,81	168,00
2c (1700 kW DW)	143,69	181,31	137,08	318,39	462,08	69,19	85,66	154,85
2c (1700 kW TÖ)	143,69	181,31	141,35	322,66	466,35	69,19	85,66	154,85
2d (1700 kW DW)	143,69	181,31	137,08	318,39	462,08	69,19	98,81	168,00
2d (1700 kW TÖ)	143,69	181,31	141,35	322,66	466,35	69,19	98,81	168,00
2e (1100 kW DW)	78,76	135,69	81,07	216,77	295,53	44,77	51,99	96,76
2e (1100 kW TÖ)	78,76	135,69	83,84	219,53	298,30	44,77	51,99	96,76
2f (1100 kW DW)	78,76	135,69	81,07	216,77	295,53	44,77	59,86	104,63
2f (1100 kW TÖ)	78,76	135,69	83,84	219,53	298,30	44,77	59,86	104,63
3a (1700 kW DW)	30,00	0,00	99,39	99,39	129,39	73,99	43,47	117,47
3b (1700 kW TÖ)	30,00	0,00	121,87	121,87	151,86	69,19	43,47	112,66
3c (1700 kW DW)	143,69	181,31	61,54	242,85	386,54	73,99	43,47	117,47
3d (1700 kW TÖ)	143,69	181,31	84,02	265,33	409,02	69,19	43,47	112,66
3e (1100 kW DW)	78,76	135,69	40,62	176,31	255,08	49,25	28,90	78,14
3f (1100 kW TÖ)	78,76	135,69	54,12	189,81	268,58	44,77	28,90	73,67

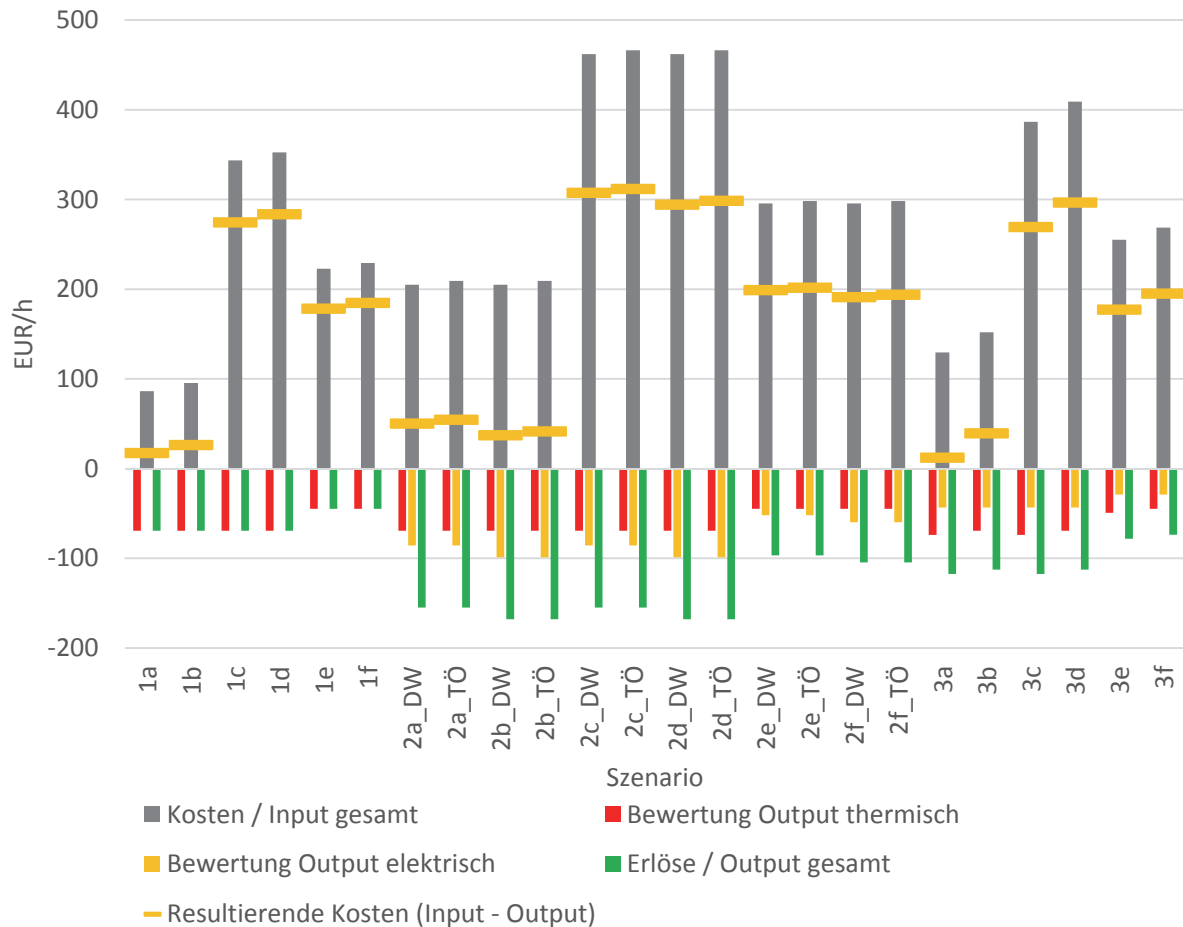


Bild 31: Darstellung der einzelnen Kostenarten für die verschiedenen Szenarien

5.2.2 Lösemittel als Abfallstoff

Sollte eine Rückgewinnung der sich in der Abluft befindlichen Lösemittel nicht möglich sein, stellen sie nur noch einen Abfallstoff dar, der möglichst kostengünstig entsorgt werden muss. Es werden dabei jeweils die Szenarien miteinander verglichen, die sowohl die Abgasreinigung sicherstellen als auch die notwendige Prozesswärme bereitstellen. Es wird in Bild 32 deutlich, dass der Dampfkreislauf mit seinem relativ hohen elektrischen Wirkungsgrad zwar einen hohen Nutzen hinsichtlich der elektrischen Energieerzeugung aufweist, jedoch die Prozesswärmebereitstellung in einem direktbefeuerten Erhitzer zu erheblichen Kosten führt. Erst wenn die organischen Lösemittel in der Abluft als „kostenloser“ Zusatzbrennstoff genutzt werden können (Szenarien 2 und 3), ergeben sich Erlöse für diese Verfahrensvarianten. Dabei sind die Varianten mit einem Druck $p_2 = 40$ bar von den Betriebsmittelkosten zu bevorzugen. In der Kostenstruktur zeigt sich, dass das Druckwasser⁴⁵ als Wärmeträger zu bevorzugen

⁴⁵ Der Effekt beruht auf der reingasseitig niedrigeren Austrittstemperatur. Ein ähnlicher Effekt ist grundsätzlich auch mit Thermalöl mit einem entsprechenden Arbeitsbereich möglich.

gen ist. Der Vorteil des Gasturbinenprozesses besteht darin, dass nach der eigentlichen Stromerzeugung in der Turbine noch ein Abgas mit einem relativ hohen Temperaturniveau zur Verfügung steht, so dass nahezu keine separate Prozesswärmeerzeugung notwendig ist.⁴⁶ Es zeigt sich ferner, dass der Joule-Prozess (gekoppelt mit einem Druckwassernetz) ein ähnliches Kostenniveau aufweist wie die RTO.

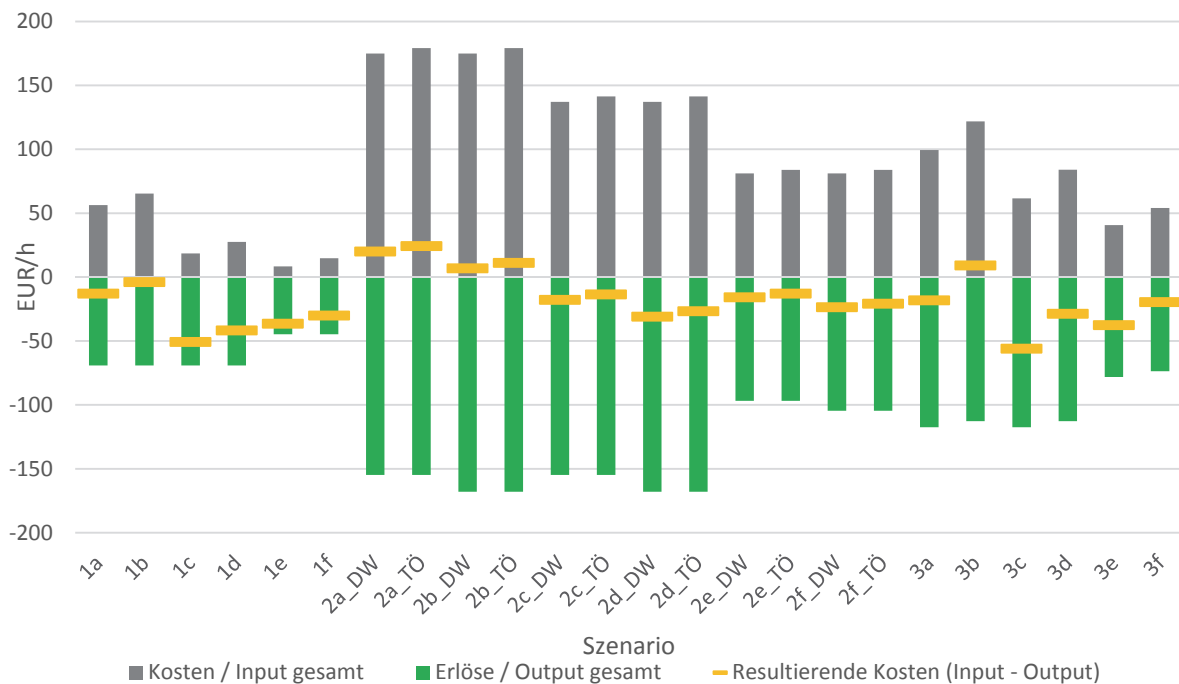


Bild 32: Betriebsmittelkosten der Szenarien (Annahme: Lösemittel als Abfallstoff)

In Bild 33 sind die jährlichen Erlöse der Vergleichsszenarien in Abhängigkeit vom Strompreis aufgetragen. Offenbar wird die integrierte Erzeugung von elektrischer Energie im Clausius-Rankine-, aber auch im Joule-Prozess mit steigendem Preis (bzw. steigender Preisspanne zum Erdgaspreis) interessanter. Daraus abgeleitet sind die resultierenden Kosten, die sich durch den Erdgaseinsatz für die Auskopplung im heißen Bypass und die eventuell notwendige separate Prozesswärmeerzeugung sowie durch die Bewertung der erzeugten thermischen und elektrischen Energie ergeben, bei einer Annahme von 6.000 Betriebsstunden im Jahr aufgetragen.

⁴⁶ Sofern Thermalöl als Wärmeträger genutzt wird, muss eine Spitzenlast bei der Prozesswärmeerzeugung separat bereitgestellt werden.

Darstellung der Ergebnisse und Diskussion

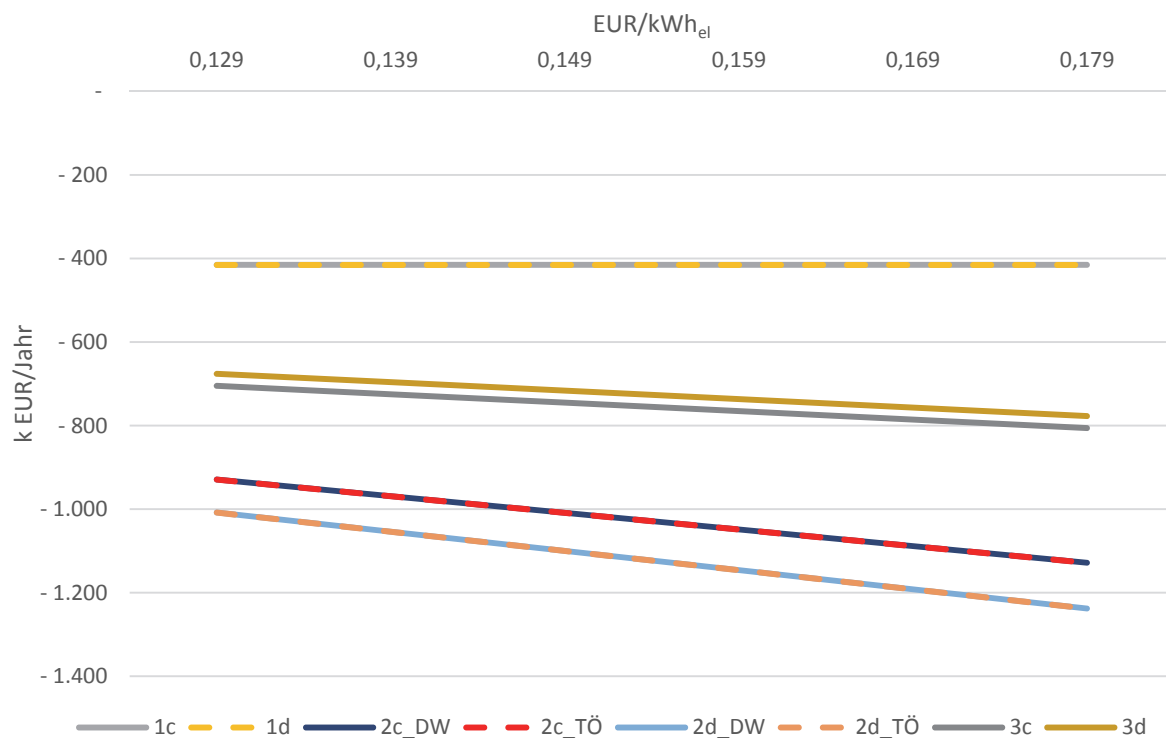


Bild 33: Erlöse in Abhängigkeit von Preis für die elektrische Energie (nur die Varianten c/d dargestellt)

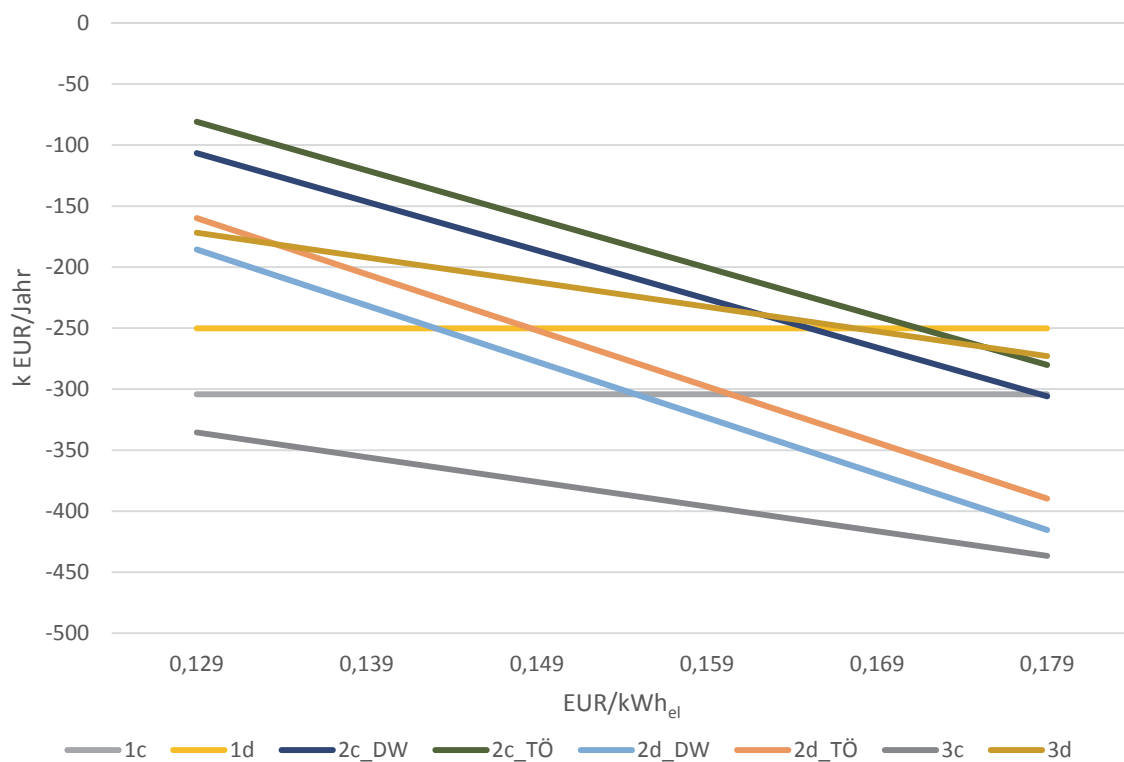


Bild 34: Resultierende Kosten in Abhängigkeit vom Preis der elektrischen Energie (kW_{th} bei 0,0407 EUR) (nur die Varianten c/d dargestellt)

Bild 34 verdeutlicht, dass bei höheren Preisen für die elektrische Energie zahlreiche Verfahrensvarianten einen Vorteil bei den Betriebsmittelkosten aufweisen. Gegenüber dem „klassischen“ Betrieb der RTO mit Prozesswärmeerzeugung für das Thermalölnetz (Szenario 1d; Erlös: 250.000 EUR/a) erwirtschaftet die Verfahrensvariante 2d (Thermalöl, Dampfkraftprozess mit 40 bar) bei einem Strompreis von 0,179 EUR/kW_{el} einen jährlichen Kostenvorteil von 140.000 EUR. In der Verfahrensvariante mit einem Druck von 15 bar (Szenario 2c) reduziert sich der Kostenvorteil auf 30.000 EUR/a. Der Vorteil der Gasturbine (Szenario 3d) ist mit rund 23.000 EUR/a noch geringer.

Das Gesamtbild gestaltet sich etwas anders, wenn als Prozesswärmeträger ein Druckwassernetz vorhanden ist. Unter den gegebenen Randbedingungen sind die Erlöse im „klassischen“ RTO-Szenario 1c mit 304.000 EUR/a größer als beim Einsatz von Thermalöl. Im Dampfkraft-Kreislauf mit 15 bar wird ein ähnlicher Wert erreicht, während die Erlöse bei einem Druck von 40 bar mit 415.000 EUR/a größer sind. Es zeigt sich aber auch, dass das niedrigere Temperaturniveau im Druckwassernetz mit der Abwärme aus dem Joule-Prozess effizienter bedient werden kann. Nach der Wärmeeinkopplung in den Gasturbinenprozess ist das Temperaturniveau im heißen Bypass der RTO – wie bereits vermerkt – immer noch ausreichend hoch, um eine nennenswerte Leistung ins Wärmeträgernetz einzuspeisen. Gleichzeitig ist die Abgastemperatur der Turbine so hoch, dass auch hier noch Prozesswärme für das Druckwassernetz erzeugt werden kann.

Außerdem gilt es noch zu betrachten, welchen Einfluss ein veränderter Erdgaspreis auf Kosten- und Erlösstruktur hat (Bild 35). Der Erdgaspreis wurde daher im Bereich von (0,020 ... 0,045) EUR/kWh_{th} variiert. Dabei verändern sich sowohl die Kosten als auch die Erlöse in Abhängigkeit vom Parameter. Die Erzeugung von Prozesswärme im heißen Bypass ist nur bedingt vom Erdgaspreis abhängig. Da hier keine elektrische Energie erzeugt wird, sinken die Erlöse mit sinkendem Preis. Die größten Abhängigkeiten vom Erdgaspreis ergeben sich dabei für die zweite Verfahrensvariante mit dem gekoppelten Dampfkreislauf. Der erhebliche Erdgasbedarf als Zusatzbrennstoff innerhalb der RTO und für den direktbefeuerten Wärmeträgererhitzer unterstreicht hier die besondere Abhängigkeit. Je niedriger der Erdgaspreis ist, desto größer ist die relative Differenz zum Preis der elektrischen Energie, die im Clausius-Rankine-Prozess mit der größten Menge erzeugt wird.

Bei einem niedrigen Erdgasbezugspreis (0,02 EUR/kW_{th}) ergeben sich sowohl im Dampfkraftprozess als auch im Gasturbinenprozess Kostenvorteile gegenüber der reinen Prozesswärmeerzeugung. Erlösen von 150.000 EUR/a (Szenario 1c, Druckwasser) stehen deutlich größere Erlöse bei

- Szenario 2c (15 bar Dampfkreislauf) – 314.000 EUR/a
- Szenario 2d (40 bar Dampfkreislauf) – 393.000 EUR/a
- Szenario 3c (Gasturbine) – 298.000 EUR/a

gegenüber. Sofern ein Thermalölnetz zur Prozesswärmebereitstellung zur Verfügung steht, ergibt sich folgende Erlösstruktur:

- Szenario 1d – 123.000 EUR/a
- Szenario 2c (15 bar Dampfkreislauf) – 301.000 EUR/a
- Szenario 2d (40 bar Dampfkreislauf) – 380.000 EUR/a
- Szenario 3d (Gasturbine) – 217.000 EUR/a

In beiden Betrachtungen gibt es somit jährliche Kostenvorteile, mit denen sich höhere Investitionskosten über einen mehrjährigen Zeitraum amortisieren lassen.

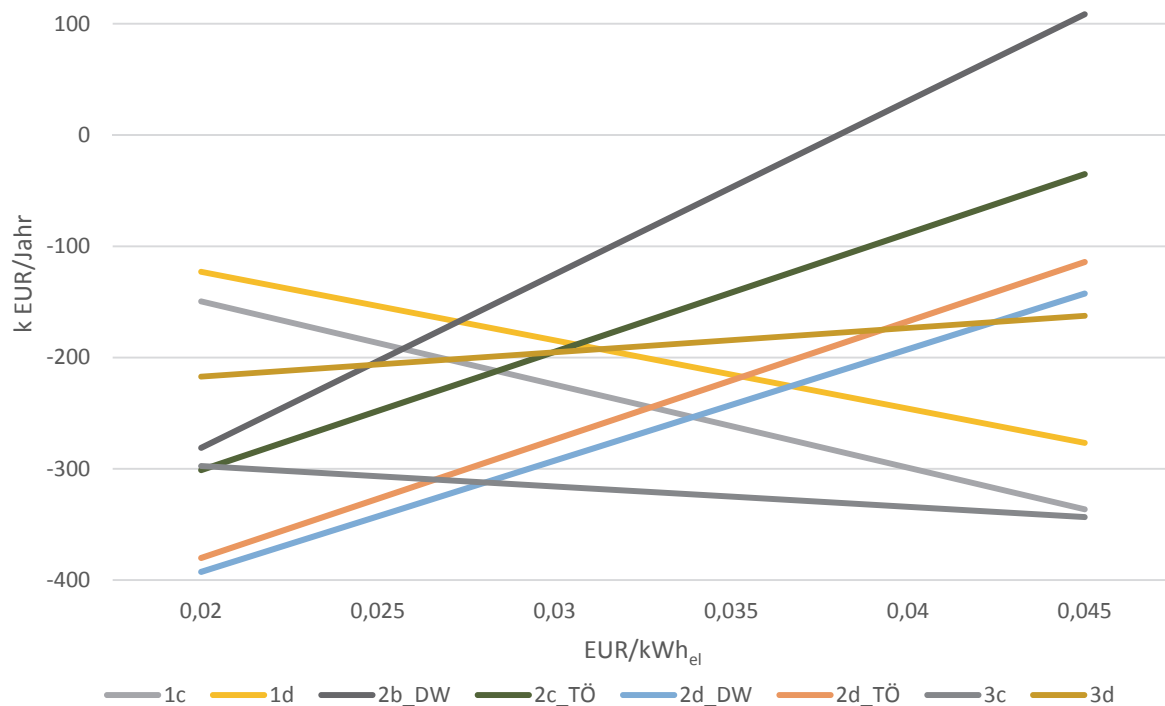


Bild 35: Einfluss des Erdgaspreises auf die Erlöse der einzelnen Verfahrensvarianten (el. Energie: 0,129 EUR/kW konstant) (nur Varianten c/d dargestellt)

Anhand der Szenarien 2c und 2d soll der Einfluss der Prozesswärmeerzeugung auf die Kostenstruktur aufgezeigt werden. Die übrigen Parameter entsprechen den Referenzbedingungen. Bild 36 zeigt, dass durch eine Reduzierung des Prozesswärmebedarfs von 1.700 kW auf 700 kW zwischen 30.000 und 40.000 EUR jährlich eingespart werden können.

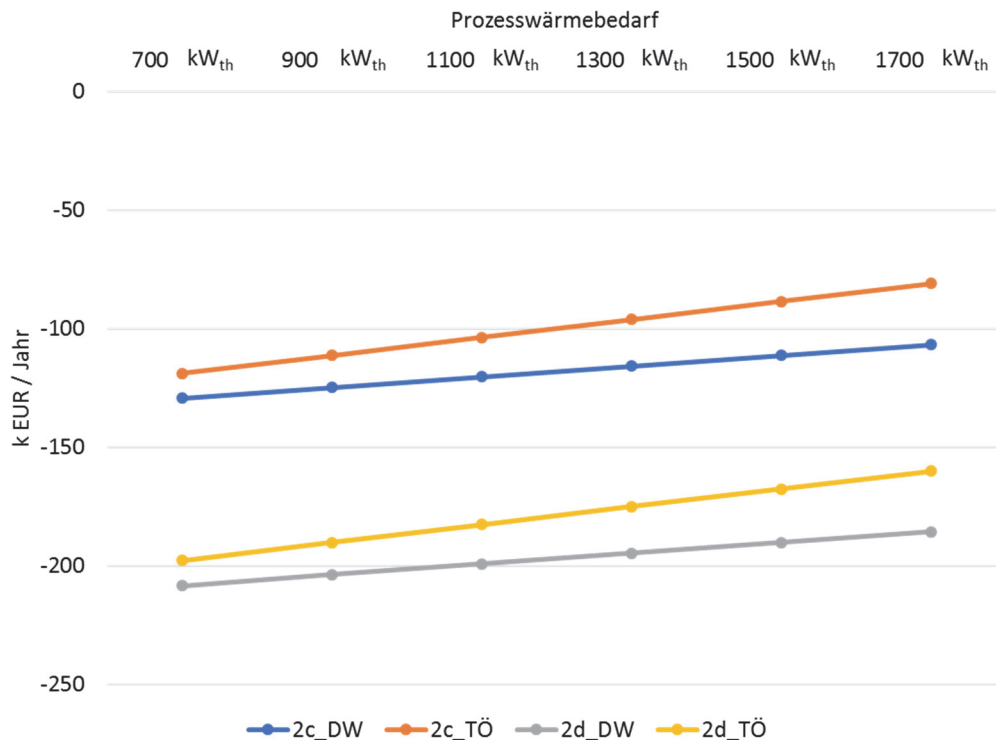


Bild 36: Erlöse der Verfahrensvarianten 2c und 2d in Abhängigkeit vom Prozesswärmebedarf

Die Stromerzeugung im Dampfkraftprozess kann unter günstigen Rahmenbedingungen erhebliche Kostenvorteile gegenüber der „reinen“ Prozesswärmeerzeugung aufweisen:

- Bei niedrigen Erdgaspreisen (0,02 EUR/kW_{th}) sind die jährlichen Kosten im Szenario 2d (Thermalöl) um 257.000 EUR/a geringer.
- Höhere Preise für elektrische Energie (0,179 EUR/kW_{el}) führen im Szenario 2d zu einem Kostenvorteil von 140.000 EUR/a.
- Eine Reduzierung des Prozesswärmebedarfs, der beim Dampfkraftprozess separat erzeugt werden muss, um 50 % führt zu weiteren Einsparungen von etwa 30.000 EUR/a.

Die Investitionskosten für einen Dampfkraftprozess (570 kW_{el} Turbine) belaufen sich auf (2 ... 3) Mio. EUR einschließlich der notwendigen Anbindung und Infrastrukturmaßnahmen.⁴⁷ Eine Förderung der Investition durch staatliche Programme ist grundsätzlich denkbar.⁴⁸ Durch die jährlichen Kostenvorteile sowie die Förderung ist eine mittelfristige Amortisation erreichbar.

⁴⁷ nach aktueller Auskunft eines Generalunternehmens (Mai 2017)

⁴⁸ Programm 294 (KfW-Energieeffizienzprogramm Abwärme): Kreditrahmen: 25. Mio. EUR, Tilgungszuschuss: bis zu 30 % [71]

5.2.3 Verfahrensmodifikation des Joule-Prozesses

Der offene Gasturbinenprozess ist einerseits auf einen hohen Druck p_2 und eine hohe Temperatur T_3 vor der Turbine angewiesen. Dies führt zu einer erheblichen Belastung des Materials des Wärmeübertragungsapparats W310. Nach [62] sind in klassischen Kraftwerken Drücke bis zu 250 bar und Materialtemperaturen bis ca. 570 °C mit aktuell verfügbaren Materialien realisierbar. Bild 29 zeigt, dass eine Reduzierung der Turbineneintrittstemperatur auf aktuell realisierbare Materialtemperaturen – auch unter der Berücksichtigung eines veränderten Druckes – zu einer erheblichen Reduzierung der Turbinenleistung führt.

Nach [62] ist es möglich, verschiedene Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung zu realisieren. So kann das Turbinenabgas zur Vorwärmung der verdichteten Frischluft genutzt werden. Ebenso ist ein Carnotisieren durch Zwischenkühlungen und Zwischenerhitzungen möglich, um den realen Prozess dem Carnot-Prozess anzunähern.

Alternativ ist eine zweistufige Erhitzung des verdichteten Gases möglich. Zunächst wird das verdichtete Gas von ca. 250 °C nach VE300 auf etwa 500 °C erwärmt. Anschließend wird die Spitzenerhitzung vor der Turbine durch eine Erdgasfeuerung in der Brennkammer BK370 vollzogen. Eine Reduzierung der luftseitigen Austrittstemperatur in W310 um 200 K führt zu geringeren Materialtemperaturen. Gleichzeitig kann der Volumenstrom im Turbinenkreislauf erhöht werden.

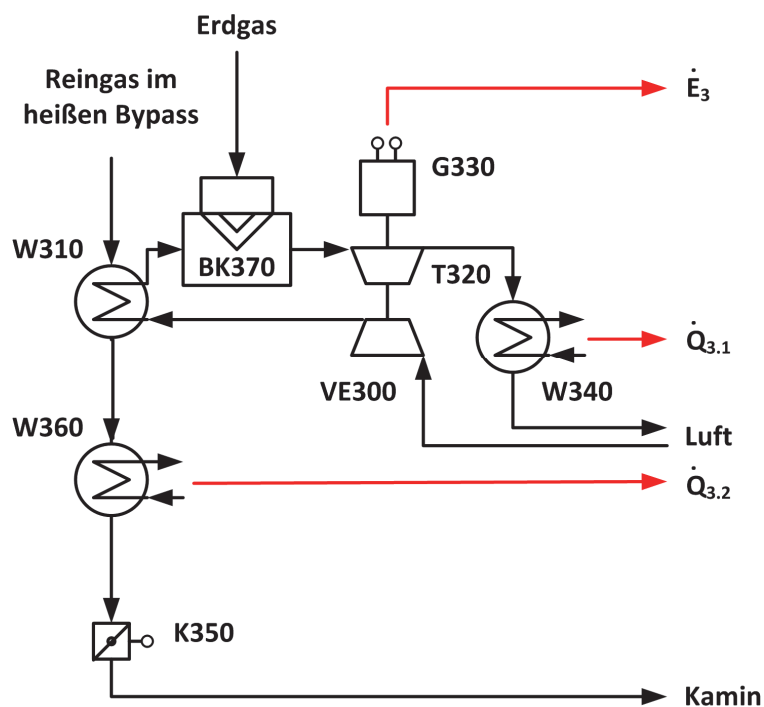


Bild 37: Alternatives Verfahrensschema für den Gasturbinenprozess

Nach diesem Verfahrensansatz reduziert sich die Aufheizung des Gases im Turbinenprozess um ca. 50 %, so dass der Volumenstrom im Turbinenkreislauf verdoppelt werden kann und in W310 die gleiche Austrittstemperatur des Reingases erreicht wird. In der Brennkammer ergibt sich damit ein Erdgasbedarf von etwa 1.400 kW_{th}. Durch den größeren Mengenstrom im Turbinenkreislauf steigt die Leistung der Turbine von ursprünglich 337 kW_{el} auf etwa 670 kW_{el}. Der zusätzliche Erdgaseinsatz wird dann mit einem Wirkungsgrad von $\eta_{el} = 0,238$ verstromt.

5.3 Ökologie

Ein weiterer Aspekt für den Vergleich der Verfahrensvarianten ist die Kohlenstoffdioxid-Bilanz. Die Lösemittelrückgewinnung – als alternatives Verfahren zur oxidativen Entsorgung – wurde bereits in Abschnitt 2.4 bilanziert. Zu den (563,1 ... 630,5) kg CO₂/h (im Mittel 596,8 kg CO₂/h), die sich nach Tabelle 1 für die Rückgewinnung ergeben, sind noch (1.858 ... 1.963) kW an Zusatzbrennstoffbedarf hinzuzurechnen, um die notwendigen 1.700 kW Prozesswärme (Druckwasser bzw. Thermalöl) bereitzustellen. Mit dieser zusätzlichen Feuerung sind weitere CO₂-Emissionen in Höhe von (373,5 ... 394,6) kg CO₂/h verbunden. Als Summe ergeben sich damit (970,3 ... 991,4) kg CO₂/h für die Lösemittelrückgewinnung einschließlich der separaten Prozesswärmeerzeugung für die Produktion (Bild 38).

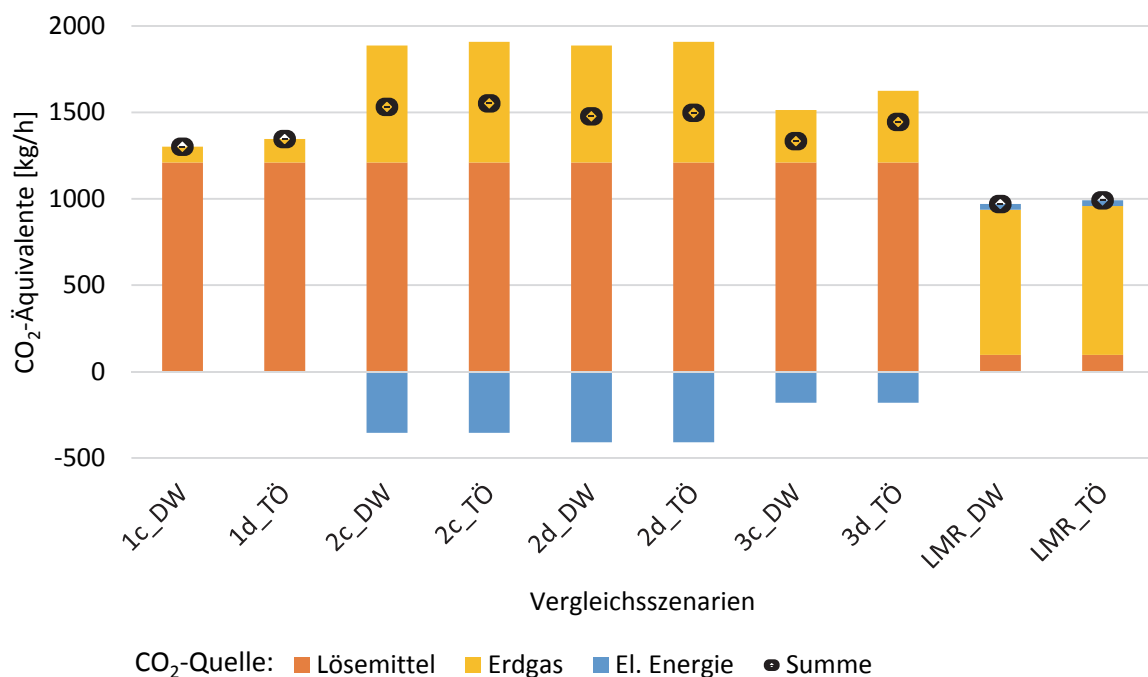


Bild 38: Bilanzierung der CO₂-Äquivalente der Vergleichsszenarien

Bild 38 zeigt die mit der Abluftreinigung und Stromerzeugung verbundenen Kohlenstoffdioxid-Emissionen der einzelnen Verfahrensvarianten (jeweils Szenarien c und d), die ebenfalls einen Lösemitelein-satz von 250 kg/h vorsehen. Sofern dabei elektrische Energie erzeugt wird, wird diese mit dem CO₂-Wert des deutschen Strommixes (0,535 kg/kWh_{el}, [57]) aus der Bilanz abgezogen. Im Diagramm zeigt sich, dass sämtliche Verfahren eine höhere Emission an Kohlenstoffdioxid-Äquivalenten aufweisen als die Lösemittelrückgewinnung. Auch unter Berücksichtigung der notwendigen Prozesswärmebereitstellung spart das Rückgewinnungsverfahren immer noch zwischen (26 ... 38) % an Kohlenstoffdioxid ein.

In Tabelle 8 sind die CO₂-Äquivalente der einzelnen Szenarien aufgeführt. Bei den Verfahrensvarianten mit gekoppeltem Kreisprozess zur Stromerzeugung steigen die CO₂-Emissionen jeweils deutlich gegenüber dem RTO-Betrieb mit Prozesswärmeerzeugung (Vergleichsszenario 1) an.

Eine Heißgasauskopplung in der RTO zur Erzeugung elektrischer Energie stellt gegenüber dem aktuellen Stand der Technik (RTO mit Prozesswärmeerzeugung) nicht zwingend eine ökologisch vorteilhafte Entwicklung dar, weil die Lösemittel in Herstellung (2,84 kg CO₂/kg LM, [56]) und oxidativer Entsorgung (2,0 kg CO₂/kg LM) erhebliche CO₂-Äquivalente in die Bilanzierung mitbringen (Bild 38, Tabelle 8). Diese Betrachtungsweise setzt aber voraus, dass die Lösemittel einen recycelbaren Wertstoff darstellen und damit in einem technisch und wirtschaftlich realisierbaren Verfahren rückgewinnbar wären. Die gegenüber dem Szenario 1 erhöhten CO₂-Emissionen im Dampfkraftprozess sind auf die separate Prozesswärmeerzeugung zurückzuführen. Diese sind größer als die eingesparten Emissionen der elektrischen Energie. Auch die kombinierte Strom- und Wärmeerzeugung im offenen Gasturbinen-Prozess ist mit höheren CO₂-Emissionen verbunden, weil die insgesamt benötigte Prozesswärmemenge steigt und damit der Wirkungsgrad der Heißgasauskopplung sinkt.

Tabelle 8: Übersicht der CO₂-Äquivalente in der Bilanzierung der Szenarien

Szenario	CO ₂ -Äquivalente [kg/h]						Summe
	Erdgas		Lösemittel			Erzeugung el. Energie	
	bis zum auto-thermen Betriebs-punkt	zusätzl., überauto-thermer Betrieb	bis zum auto-thermen Betriebs-punkt	im über-autothermen Betrieb	ggf. zu-sätzlich im Szenario a/b ⁴⁹		
1a	148	278	---	---	58	---	484
1b	148	323	---	---	58	---	528
1c	---	91	535	675	---	---	1301
1d	---	136	535	675	---	---	1346
1e	---	41	293	505	---	---	840
1f	---	73	293	505	---	---	872
2a_DW	148	864	---	---	58	-355	715
2a_TÖ	148	885	---	---	58	-355	736
2b_DW	148	864	---	---	58	-410	660
2b_TÖ	148	885	---	---	58	-410	681
2c_DW	---	677	535	675	---	-355	1532
2c_TÖ	---	698	535	675	---	-355	1553
2d_DW	---	677	535	675	---	-410	1477
2d_TÖ	---	698	535	675	---	-410	1499
2e_DW	---	400	293	505	---	-216	983
2e_TÖ	---	414	293	505	---	-216	997
2f_DW	---	400	293	505	---	-248	951
2f_TÖ	---	414	293	505	---	-248	964
3a	148	491	---	---	58	-180	516
3b	148	602	---	---	58	-180	627
3c	---	304	535	675	---	-180	1334
3d	---	415	535	675	---	-180	1445
3e	---	201	293	505	---	-120	879
3f	---	267	293	505	---	-120	946

⁴⁹ In den Szenarien a und b wird eine Beladung der Abluft mit Lösemitteln bis maximal zum autothermen Betriebspunkt angenommen. Daraus ergeben sich gegenüber einem Erdgaseinsatz ggf. zusätzliche CO₂-Äquivalente.

6. Fazit und Ausblick

Die Entwicklung der industriellen Bezugspreise für thermische und elektrische Energie stößt in den letzten Jahren neue strategische Überlegungen an.

Die Regenerative Thermische Oxidation beispielsweise ermöglicht einerseits eine energieeffiziente Abluftreinigung und andererseits die Erzeugung von Prozesswärme im heißen Bypass. Durch aktuelle Erkenntnisse [34] lässt sich die Prozesswärmeauskopplung wirtschaftlicher gestalten. Eine erweiterte Betrachtung hat gezeigt, dass der Effekt nicht nur im Nennlastbetrieb, sondern auch im Teillastbetrieb auftritt. Von besonderer Bedeutung ist dabei naturgemäß das erreichbare Temperaturniveau nach Abkühlung des Reingases im heißen Bypass. Je geringer dieses ist, desto größer ist der Wirkungsgrad der Prozesswärmeerzeugung. Aus alleiniger Betrachtung des Wirkungsgrades ist daher eine Versorgung der Produktion mit Wärme durch ein Druckwassernetz (8 bar, Vorlauf 140 °C, Rücklauf 120 °C) gegenüber einem Thermalölnetz (Vorlauf ca. 230 °C, Rücklauf 200 °C) zu bevorzugen. Dies setzt allerdings voraus, dass eine Vorlauftemperatur von 140 °C für die Beheizung der Produktionsprozesse ausreicht.

Neben der direkten Prozesswärmeerzeugung ist aber auch die Einbindung eines Kreislaufes zur Erzeugung elektrischer Energie in den heißen Bypass möglich. Es wurden dafür sowohl der Dampfkraft- als auch der Gasturbinenprozess vergleichend betrachtet. Die Vorteile des Dampfkraftprozesses liegen in der Erzeugung einer größeren Menge an elektrischer Energie. Die notwendige Leistung der Wärmeübertragungsapparate in den zwei detaillierter betrachteten Varianten mit Dampfenddrücken von 15 bar und 40 bar unterscheidet sich nicht nennenswert. Gleichwohl war die erzeugte Strommenge bei $p_2 = 40$ bar erheblich größer. Der Dampfkraftprozess in der betrachteten Ausführung erfordert für die Produktion eine separate Prozesswärmeerzeugung. Sollte es möglich sein, den Bedarf an Prozesswärme in der Produktion zu reduzieren, wird diese Planungsvariante energetisch und monetär attraktiver.

Im offenen Gasturbinenprozess wird die Brennkammer durch einen Apparat zur Wärmeübertragung im heißen Bypass der RTO ersetzt. Die Verdichtung der angesaugten Umgebungsluft führt zu einem deutlichen Temperaturanstieg. Als Folge steht im heißen Bypass der RTO nach der Wärmeauskopplung für den Gasturbinenprozess noch ein nutzbares Temperaturniveau zur Verfügung. Dieses reicht aus, um Prozesswärme für ein Druckwassernetz bereitzustellen.

Die Kostenstruktur zeigt, dass die organischen Lösemittel einen Wertstoff mit erheblichem Potenzial darstellen – sofern sie technisch rückgewonnen werden können. Aus Kostengründen sollte daher eine Lösemittelrückgewinnung bevorzugt werden. Sofern jedoch ein Lösemittelgemisch mit relativ vielen Komponenten eingesetzt wird, so dass die Aufarbeitung für den Wiedereinsatz sehr aufwendig ist, gilt es, den Heizwert der organischen Komponenten möglichst effizient zu nutzen. Eine Betrachtung der

Wirtschaftlichkeit zeigt, dass unter den gegebenen Randbedingungen Verfahrensvarianten mit elektrischer Energieerzeugung existieren, die einen Kostenvorteil gegenüber der reinen Prozesswärmeerzeugung aufweisen. Allerdings hängt die Wirtschaftlichkeit dieser Verfahren stark von den zugrunde gelegten Preisen für elektrische und thermische Energie ab. Der Dampfkraftprozess hat den größten Erdgasbedarf. Somit sind niedrigere Erdgaspreise für dieses Verfahren vorteilhaft. Die Stärke des offenen Gasturbinenprozesses besteht in der Erzeugung von gleichzeitig elektrischer und thermischer Energie. Hier existiert eine Nische, in der diese Verfahrensalternative deutliche Betriebsmittelkostenvorteile bieten kann.

Der geplante Dampfkraftkreislauf besteht grundsätzlich aus bekannten und verfügbaren Komponenten. Die Integration der Apparate zur Wärmeübertragung in den heißen Bypass erscheint grundsätzlich realisierbar, da aus der RTO ein Reingas genutzt werden kann. Anders als bei der Stromerzeugung in Kohlekraftwerken und Müllverbrennungsanlagen ist meist nicht mit korrosiven Gasinhaltsstoffen zu rechnen, die zu besonderen Materialanforderungen führen würden. Ferner entspricht die Auslegung auf 400 °C Turbineneintrittstemperatur bei max. 40 bar einer Standardauslegung für Dampfkraftprozesse. Nach [62] wird der Dampfkraftprozess in „klassischen“ Kraftwerken bei deutlich höheren Drücken (bis zu 250 bar) und Temperaturen (oberhalb 550 °C) betrieben. Für den Clausius-Rankine-Prozess erscheint ein wirtschaftlicher Betrieb möglich, wenn – wie vermerkt – eine große Differenz zwischen den industriellen Bezugspreisen für thermische und elektrische Energie genutzt werden kann. Als Folge der energiepolitischen Rahmenbedingungen ist eine Zunahme der Preisdifferenz möglich und macht damit diese Anlagenvariante ökonomisch interessanter. Somit ist eine mittelfristige Amortisation einer Investition von (2 ... 3) Mio. EUR vorstellbar. Durch weitere Verfahrensverbesserungen im Dampfkraftprozess [z. B. 62] sind Steigerungen des elektrischen Wirkungsgrads und damit erhöhte Erlöse möglich.

Der Ersatz der Turbinenbrennkammer durch einen Wärmeübertragungsapparat im heißen Bypass erscheint dagegen nur schwierig realisierbar. Bei einer Turbineneintrittstemperatur von 700 °C ist die thermische Materialbelastung im Apparat sehr hoch. Gleichzeitig muss eine hohe Druckfestigkeit gegeben sein. Ein alternatives Verfahrenskonzept mit einem Wärmeübertragungsapparat zur Vorwärmung und einer nachgeschalteten Spitzenaufheizung wurde in Abschnitt 5.2.3 vorgestellt. Eine weitergehende Betrachtung der Realisierbarkeit auf technologischer und wirtschaftlicher Ebene ist notwendig.

Wegen der günstigen CO₂-Bilanz des Gesamtverfahrens ist die Lösemittelrückgewinnung gegenüber der Verbrennung zu bevorzugen. Diese führt zu einer erheblichen Entlastung der Bilanz. Durch die oxidative Entsorgung der Lösemittel, deren Herstellung einen nicht unerheblichen CO₂-Footprint aufweist, ist die Erzeugung elektrischer Energie im Dampfkraft- und Gasturbinenprozess formal ökologisch

nachteilig, kann allerdings unter aktuellen oder künftigen Rahmenbedingungen wirtschaftliche Vorteile aufweisen.

Literaturverzeichnis

- [1] S. Meyer: Strategien der Emissionsminderung im Spannungsfeld von Ökonomie und Ökologie. Ausgezeichnete Forschungsbeiträge 2015 - Faszination Technik- und Naturwissenschaften. Stiftung Werner-von-Siemens-Ring (Hrsg.). VDE-Verlag, ISBN 978-3-8007-4302-5, S. 24-35.
- [2] VDI-Richtlinie 4800, Blatt 1: Ressourceneffizienz - Methodische Grundlagen, Prinzipien und Strategien, Februar 2016, Beuth Verlag, Berlin.
- [3] Der Spiegel 33/1961: Blauer Himmel über der Ruhr. S. 22-33. <http://www.spiegel.de/spiegel/print/d-43365482.html> (Zugriff: 14.05.2017).
- [4] Verordnung zur Verhinderung schädlicher Umwelteinwirkungen bei austauschbaren Wetterlagen – Smog-Verordnung. vom 29. Oktober 1974. Gesetz- und Verordnungsblatt für das Land Nordrhein-Westfalen, Jahrgang 1974.
- [5] Bundesimmissionsschutzgesetz von 1974. Bundesgesetzblatt, Teil 1, 1974, Nr. 27, Ausgegeben zu Bonn am 21. März 1974, S. 721-743.
- [6] Entwurf eines Gesetzes zum Schutz vor schädlichen Umwelteinwirkungen durch Luftverunreinigungen, Geräusche, Erschütterungen und ähnliche Vorgänge - Bundes-Immissionsschutzgesetz -. Gesetzentwurf der Bundesregierung. Deutscher Bundestag, Drucksache 7/ 179 vom 14.02.1973. <http://dipbt.bundestag.de/doc/btd/07/001/0700179.pdf> (Zugriff: 30.04.2017)
- [7] VDI Berichte 525. Katalytische und thermische Verfahren der Abgasreinigung. VDI-Kommission Reinhaltung der Luft. VDI-Verlag. 07. und 08.03.1985 in Mannheim. ISBN: 3-18-090525-5, 422 S.
- [8] VDI Berichte 730. Fortschritte bei der thermischen, katalytischen und sorptiven Abgasreinigung. VDI-Kommission Reinhaltung der Luft. VDI-Verlag. 01. und 02.03.1989 in Mannheim. ISBN: 3-18-090730-4, 488 S.
- [9] VDI Berichte 1034. Fortschritte bei der thermischen, katalytischen, sorptiven und biologischen Abgasreinigung. Kommission Reinhaltung der Luft im VDI und DIN. VDI-Verlag. 03. und 05.03.1993 in Mannheim. ISBN: 3-18-091034-8, 628 S.
- [10] VDI Berichte 1241. Fortschritte bei der thermischen, katalytischen, sorptiven und biologischen Abgasreinigung. Kommission Reinhaltung der Luft im VDI und DIN. VDI-Verlag. 13. und 15.03.1996 in Mannheim. ISBN: 3-18-091241-3, 592 S.
- [11] VDI Berichte 1478. Fortschritte in der Luftreinhaltetechnik - Optimierung von produktionsintegriertem Umweltschutz und Abgasreinigung. Kommission Reinhaltung der Luft im VDI und DIN. VDI-Verlag. 14. und 16.09.1999 in Mannheim. ISBN: 3-18-091478-5, 680 S.
- [12] VDI Berichte 1722. Fortschritte in der Luftreinhaltetechnik - Produktionsintegrierte Emissionsminderung und Abgasreinigung. Kommission Reinhaltung der Luft im VDI und DIN - Normenausschuss KRdL. VDI-Verlag. 19. und 20.11.2002 in Fulda. ISBN: 3-18-091722-9, 312 S.
- [13] VDI Berichte 1893. Fortschritte in der Luftreinhaltetechnik. Kommission Reinhaltung der Luft im VDI und DIN - Normenausschuss KRdL. VDI-Verlag. 06. und 07.06.2005 in Schwäbisch Gmünd. ISBN: 3-18-091893-4, 304 S.
- [14] VDI Berichte 2035. Emissionsminderung 2008 - Stand-Konzepte-Fortschritte. Kommission Reinhaltung der Luft im VDI und DIN - Normenausschuss KRdL. VDI-Verlag. 09. und 10.04.2008 in Nürnberg. ISBN: 978-3-18-092035-1, 272 S.
- [15] VDI Berichte 2110. Emissionsminderung 2010 - Stand-Konzepte-Fortschritte. VDI-Verlag. 08. und 09.06.2010 in Nürnberg. ISBN: 978-3-18-092110-5, 242 S.
- [16] VDI Berichte 2165. Emissionsminderung 2012 - Stand-Konzepte-Fortschritte. VDI-Verlag. 19. und 20.06.2012 in Nürnberg. ISBN: 978-3-18-092165-5, 279 S.

- [17] VDI Berichte 2214. Emissionsminderung 2014 - Stand-Konzepte-Fortschritte. VDI-Verlag. 20. und 21.05.2014 in Nürnberg. ISBN: 978-3-18-092214-0, 264 S.
- [18] VDI Berichte 2272. Emissionsminderung 2016 - Stand-Konzepte-Fortschritte. VDI-Verlag. 26. und 27.04.2016 in Nürnberg. ISBN: 978-3-18-092272-0, 262 S.
- [19] Dreizehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über Großfeuerungsanlagen - 13. BImSchV) vom 22. Juni 1983. Bundesgesetzblatt, Jahrgang 1983, Teil 1, S. 719-730
- [20] Dreizehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über Großfeuerungs- und Gasturbinenanlagen – 13. BImSchV) vom 20. Juli 2004. Deutscher Bundestag, Drucksache 15/3420, S. 5-17
- [21] Dreizehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über Großfeuerungs-, Gasturbinen- und Verbrennungsmotoranlagen - 13. BImSchV) vom 02. Mai 2013. Bundesgesetzblatt, Jahrgang 2013, Teil 1, Nr. 21, S. 1023-1043
- [22] Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz - TA Luft - Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft. Vom 27. Februar 1986. GMBI. S. 95, ber. S. 202.
- [23] Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft) vom 24. Juli 2002. BMUB.
http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten_BMU/Download_PDF/Luft/taluft.pdf (Zugriff: 30.04.2017)
- [24] H. Borchert: Der Verlauf von Luftschadstoffen in Rheinland-Pfalz als Ergebnis der Luftreinhaltemaßnahmen. Eine Auswertung der Monatsberichte über die Messergebnisse von 1978 bis 1997 des Zentralen Immissionsmessnetzes - ZIMEN. UMAD GmbH, Berlin.
<http://www.umad.de/infos/wirkungen/pdf-Dateien/zimen.pdf> (Zugriff: 30.04.2017)
- [25] Spiegel Online: So oft versinkt Peking im Smog. <http://www.spiegel.de/wissenschaft/natur/smog-in-peking-ausnahmesituation-oder-dauerzustand-a-1065711.html> (Zugriff: 31.12.2015).
- [26] Spiegel Online: Peking ruft erneut Alarmstufe Rot aus. <http://www.spiegel.de/wissenschaft/mensch/china-peking-ruft-erneut-hoechste-smog-alarmstufe-aus-a-1068458.html> (Zugriff: 31.12.2015).
- [27] Daten zur Umwelt. Informationsportal des Umweltbundesamtes. <http://www.umweltbundesamt.de/daten> (Zugriff: 30.04.2017)
- [28] Scripps Institution of Oceanography: The Keeling Curve. <https://scripps.ucsd.edu/programs/keelingcurve/> (Zugriff: 30.04.2017).
- [29] Bundesregierung: UN-Gipfel in Paris – Neuer Klimavertrag beschlossen. Pressemitteilung 2015. <https://www.bundesregierung.de/Content/DE/Artikel/2015/12/2015-12-12-klimaabkommen.html> (Zugriff: 31.12.2015).
- [30] 31. Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung zur Begrenzung der Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen bei der Verwendung organischer Lösemittel in bestimmten Anlagen) vom 21. August 2001 (BGBl. I S. 2180), die zuletzt durch Artikel 82 der Verordnung vom 31. August 2015 (BGBl. I S. 1474) geändert worden ist
- [31] Statistisches Bundesamt: Daten zur Energiepreisentwicklung - Lange Reihen von Januar 2000 bis November 2016. Erschienen am 22. Dezember 2016, Artikelnummer: 5619001161114. https://www.destatis.de/DE/Publikationen/Thematisch/Preise/Energiepreise/EnergiepreisentwicklungPDF_5619001.pdf?__blob=publicationFile (Zugriff: 30.04.2017)
- [32] AG Abgas, CUTEC-Institut GmbH: Regelungsstrategie für den heißen Bypass von regenerativen Nachverbrennungsanlagen zur Stabilisierung der Brennraumtemperatur im überau-tothermen Betrieb. AiF-Vorhaben, Az. 15400N. Abschlussbericht zum 12.05.2011.

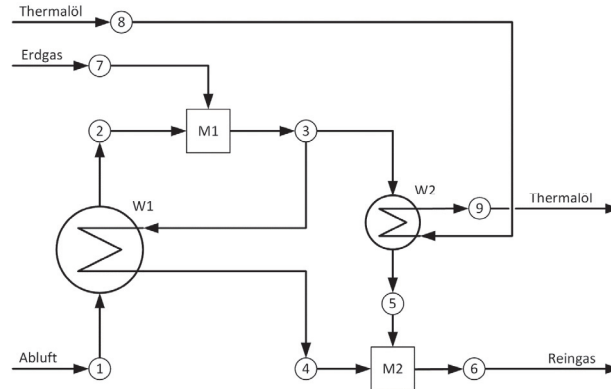
- [33] T. Reindorf: Modellierung und Analyse des Betriebsverhaltens von thermischen Nachverbrennungsanlagen mit regenerativer Abluftvorwärmung. Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2014. 305 S., ISBN: 978-3-86948-425-9
- [34] O. Carlowitz, S. Meyer, B. Schricker, M. Förster: Prozesswärmeerzeugung im heißen Bypass von RTO-Anlagen versus separater Wärmeerzeugung. Chemie Ingenieur Technik, 2016, 88, 5, S. 666–671. DOI: 10.1002/cite.201500068
- [35] VDI-Richtlinie 2441: Prozessgas- und Abgasreinigung durch Kaltplasmaverfahren. Mai 2016. Beuth Verlag, Berlin.
- [36] O. Carlowitz, S. Meyer: Verfahren zur Aufkonzentration von kohlenwasserstoffhaltigen Abgasen mit dem Ziel der Energieeinsparung. Immissionsschutz, Band 5. Hrsg. K. J. Thomé-Kozminsky, M. Löschau. TK Verlag, ISBN 978-3-944310-23-7. S. 263-280.
- [37] S. Meyer, O. Carlowitz, M. Napp, M. Poertner, M. Pfutterer, K.-H. Dammeyer: Erhöhung der Energieeffizienz von Abgasreinigungssystemen durch zeolithische Glätter. Chemie Ingenieur Technik, 2016, 88, 3, S. 346-354. DOI: 10.1002/cite.201500131
- [38] O. Neese: Analyse und Erprobung von Konzepten zur Senkung des Primärenergieeinsatzes bei bestehenden Lacktrocknersystemen am Beispiel der Automobilindustrie. Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2015. 189, A115 Seiten. ISBN: 978-3-86948-534-8
- [39] DIN EN 1539: Trockner und Öfen, in denen brennbare Stoffe freigesetzt werden; Sicherheitsanforderungen. Februar 2016, 86 S.
- [40] Ohlrogge, K.; Peinemann, K.: Lösemittelrückgewinnung mittels Membran. Haus der Technik e. V., Veranstaltungsnummer F-50-804-121-2 Abluftreinigung und Rückgewinnung von organischen Lösungsmitteln, 1992.
- [41] M. Pfutterer, O. Carlowitz: Neues Aufkonzentrationsverfahren für VOC-Ablüfte mittels Absorption. VDI Bericht 2214: "Emissionsminderung 2014" Nürnberg, 20./21.05.2014, VDI-Verlag, Düsseldorf, ISBN 978-3-18-092214-0, S. 37-47.
- [42] VDI-Richtlinie 3477: Biologische Abgasreinigung – Biofilter. März 2016. Beuth Verlag, Berlin.
- [43] VDI-Richtlinie 3478, Blatt 1: Biologische Abgasreinigung – Biowäscher. März 2011. Beuth Verlag, Berlin.
- [44] VDI-Richtlinie 3476, Blatt 2: Abgasreinigung, Verfahren der katalytischen Abgasreinigung - Oxidative Verfahren. Januar 2010. Beuth Verlag, Berlin.
- [45] Heimer Lackieranlagen und Industrielufttechnik GmbH & Co. KG. <http://www.heimer.de/de/lufttechnik/abgasreinigung>, Zugriff: 19.05.2017
- [46] O. Carlowitz, O. Neese, T. Reindorf: Entwicklung einer thermischen Abgasreinigungsanlage mit regenerativer Abluftvorwärmung für Abgase mit siliziumorganischen Verbindungen. VDI-Berichte 1893, VDI Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-091893-4, S. 45–62 (2005).
- [47] O. Carlowitz, K.-H. Dammeyer, I. Jahns, O. Neese, L. Piech, B. Schricker: Entwicklung und Erprobung von Abgasreinigungskonzepten für Trockner von Automobilkarosserien mit verringertem Primärenergieeinsatz unter weitgehender Beibehaltung vorhandener Anlagentechnologien (2. Phase). Abschlussbericht zur zweiten Phase eines Entwicklungsprojektes gefördert unter Az. 26471-22 von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt. Januar 2013.
- [48] O. Carlowitz, S. Meyer: Forum Umwelt- und Energietechnik 2013: Kraftwärmekopplung und Luftreinhaltung. ISBN 978-3-86948-388-7, Papierflieger-Verlag, Clausthal-Zellerfeld, 2013, 141 S.
- [49] VDI-Richtlinie 2442: Abgasreinigung, Verfahren und Technik der thermischen Abgasreinigung. Februar 2014. Beuth Verlag, Berlin.
- [50] VDI-Richtlinie 3674: Abgasreinigung durch Adsorption - Prozessgas- und Abgasreinigung. April 2013. Beuth Verlag, Berlin.

- [51] M. Pfutterer, O. Carlowitz, S. Meyer, J. Altmann, M. Napp, S. Gutperl, B. Benker, A. Wollmann, N. Muschkalski: eSorb – ein neuer Baustein zur effizienten Stoffrückgewinnung aus der Gasphase. DBU-Az: 30932-21/29, 2014.
- [52] S. Meyer, M. Pfutterer, J. Altmann, M. Napp, B. Benker, A. Wollmann: eSorb – ein neuer Baustein zur effizienten Stoffrückgewinnung aus der Gasphase. VDI Bericht 2214: "Emissionsminderung 2014" Nürnberg, 20./21.05.2014, VDI-Verlag, Düsseldorf, ISBN 978-3-18-092214-0, S. 215-222.
- [53] Kollektiv: Reinigung von Abluft und Gasströmen. www.genosorb.clariant.com. Clariant: Genosorb® 1843 - Absorption fluid. <http://www.clariant.com/de/Solutions/Products/2013/12/09/18/27/Genosorb-1843> (Zugriff: 14.05.2017).
- [54] O. Carlowitz, O. Neese: Ansatzpunkte zur konzeptionellen und betrieblichen Optimierung von thermischen Abgasreinigungsanlagen mit regenerativer Abluftvorwärmung. Gefahrstoffe – Reinhaltung der Luft (65), 2005. S. 320-327.
- [55] S. Meyer, O. Carlowitz, M. Napp, S. Gutperl, J. Altmann, S. Hermann, M. Pfutterer, A. Wollmann, B. Benker: Rückgewinnung von organischen Lösemitteln mit anschließendem Wiedereinsatz beim Bedrucken flexibler Verpackungen - CO₂-Bilanz und wirtschaftliche Vorteile. Berichtsband Clausthaler Zentrum für Materialtechnik: Zeitraum 2013-2015. Schriftenreihe: Fortschrittsberichte der Materialforschung und Werkstofftechnik. Shaker-Verlag Aachen. ISBN: 3-8440-4809-X, 978-3-8440-4809-4. S. 125-144.
- [56] Ecoinvent database. <http://www.ecoinvent.org/database/> (Zugriff: 11/2014).
- [57] Umweltbundesamt. <http://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/energieversorgung/strom-waermeversorgung-in-zahlen?sprungmarke=Strommix>, Zugriff: April 2017.
- [58] M. Napp, S. Meyer, O. Carlowitz, S. Gutperl, J. Altmann, S. Hermann, A. Wollmann, B. Benker: eSorb - von der Apparate-Charakterisierung zur Auslegung einer Gesamtanlage. VDI-Bericht 2272: "Emissionsminderung 2016" Nürnberg, 26./27.04.2016, VDI-Verlag, Düsseldorf, ISBN 978-3-18-092272-0, S. 245-256.
- [59] VDI-Wärmeatlas, 11. Aufl., Springer-Verlag, Berlin 2013.
- [60] T. Reindorf: Kraftwärmekopplungsanlage und Verfahren zum Betrieb einer Kraftwärmekopplungsanlage. Patentanmeldung. Aktenzeichen EP: 13 19 3316.0, Veröffentlichungsnummer EP: 2733317.
- [61] BDEW-Strompreisanalyse: Haushalte und Industrie. Berlin, 24. Mai 2016. [https://www.bdew.de/inter-net.nsf/res/886756C1635C3399C1257FC500326489/\\$file/160524_BDEW_Strompreisanalyse_Mai2016.pdf](https://www.bdew.de/inter-net.nsf/res/886756C1635C3399C1257FC500326489/$file/160524_BDEW_Strompreisanalyse_Mai2016.pdf), Zugriff: April 2017.
- [62] K. Strauss: Kraftwerkstechnik: zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen. 7. Auflage, Springer Vieweg, 2016, 548 S.
- [63] DLR. http://www.dlr.de/next/desktopdefault.aspx/tabid-6748/11089_read-25486/, Zugriff: April 2017.
- [64] O. Carlowitz, S. Meyer: Forum Umwelt- und Energietechnik 2015: Kraftwerkssystemtechnik in Zeiten des Wandels. ISBN 978-3-86948-462-4, Papierflieger-Verlag, Clausthal-Zellerfeld, 2015, 226 S.
- [65] S. Teichert: Thermoelektrische Energiekonversion auf der Basis von Metallmischoxiden. http://www.elmug4future.de/fileadmin/media/TK_2016/Vortr%C3%A4ge/2_Teichert_FH_Jena_Thermoelektrische_Energie_Vortrag.pdf, Zugriff: 19.05.2017.
- [66] Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau e.V. Wasser-/Dampfgleichungen nach FDBR 4.10.
- [67] G. Cerbe: Grundlagen der Gastechnik: Gasbeschaffung; Gasverteilung; Gasverwendung. 8. Aufl., Carl Hanser Fachbuchverlag, 2016, 822 S.

- [68] Saacke. Faustformeln. http://www.saacke.de/downloads/land/de/Faustformeln_deutsch.pdf, Zugriff: April 2017.
- [69] Kreislaufwirtschaftsgesetz vom 24. Februar 2012 (BGBl. I S. 212), das zuletzt durch Artikel 4 des Gesetzes vom 4. April 2016 (BGBl. I S. 569) geändert worden ist.
- [70] Fraunhofer ISI: Strompreisentwicklung. http://www.isi.fraunhofer.de/isi-de/x/projekte/strompreiswirkung_330639.php, Zugriff: April 2017.
- [71] [https://www.kfw.de/inlandsfoerderung/Unternehmen/Energie-Umwelt/F%C3%B6rderprodukte/EE-Abw%C3%A4rme-\(294\)/#1](https://www.kfw.de/inlandsfoerderung/Unternehmen/Energie-Umwelt/F%C3%B6rderprodukte/EE-Abw%C3%A4rme-(294)/#1), Zugriff: 20.05.2017

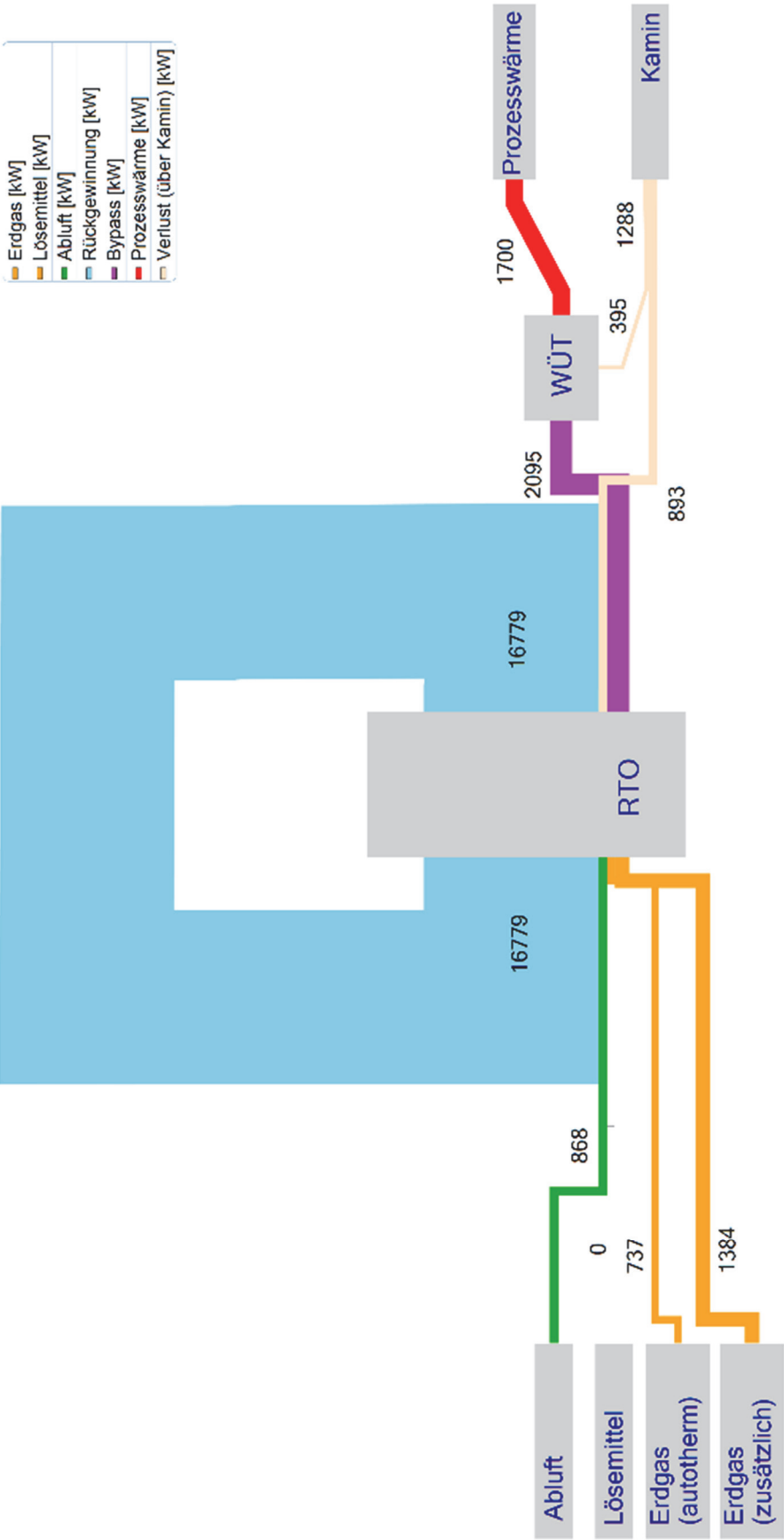
Anhang

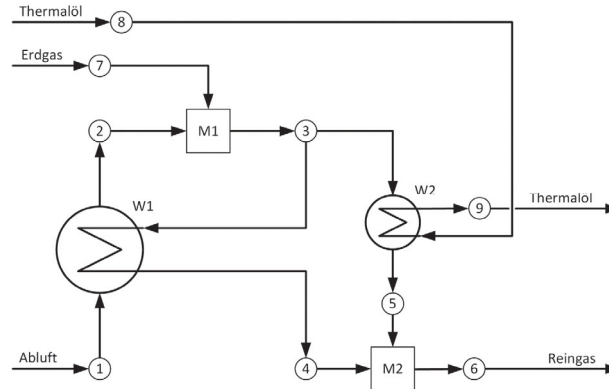
Dokumentation der berechneten Szenarien

Datenblatt: Szenario 1a**1700 kW Prozesswärme (Druckwassernetz)****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	768,31
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	46,03
Vorgabe	Theta_5	[°C]	170
gesucht	Theta_6	[°C]	59,29
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	6359,2
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1059
gesucht	Q_W1	[kW]	16.779
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.700
Information	i	[-]	6.031
Information	Güte der Iteration		11,5
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	17.646
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	893
	Enthalpie_H5	[kW]	395
	Enthalpie_H6	[kW]	1.288
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.384
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.120
	eta_thermisch	[-]	1,2286

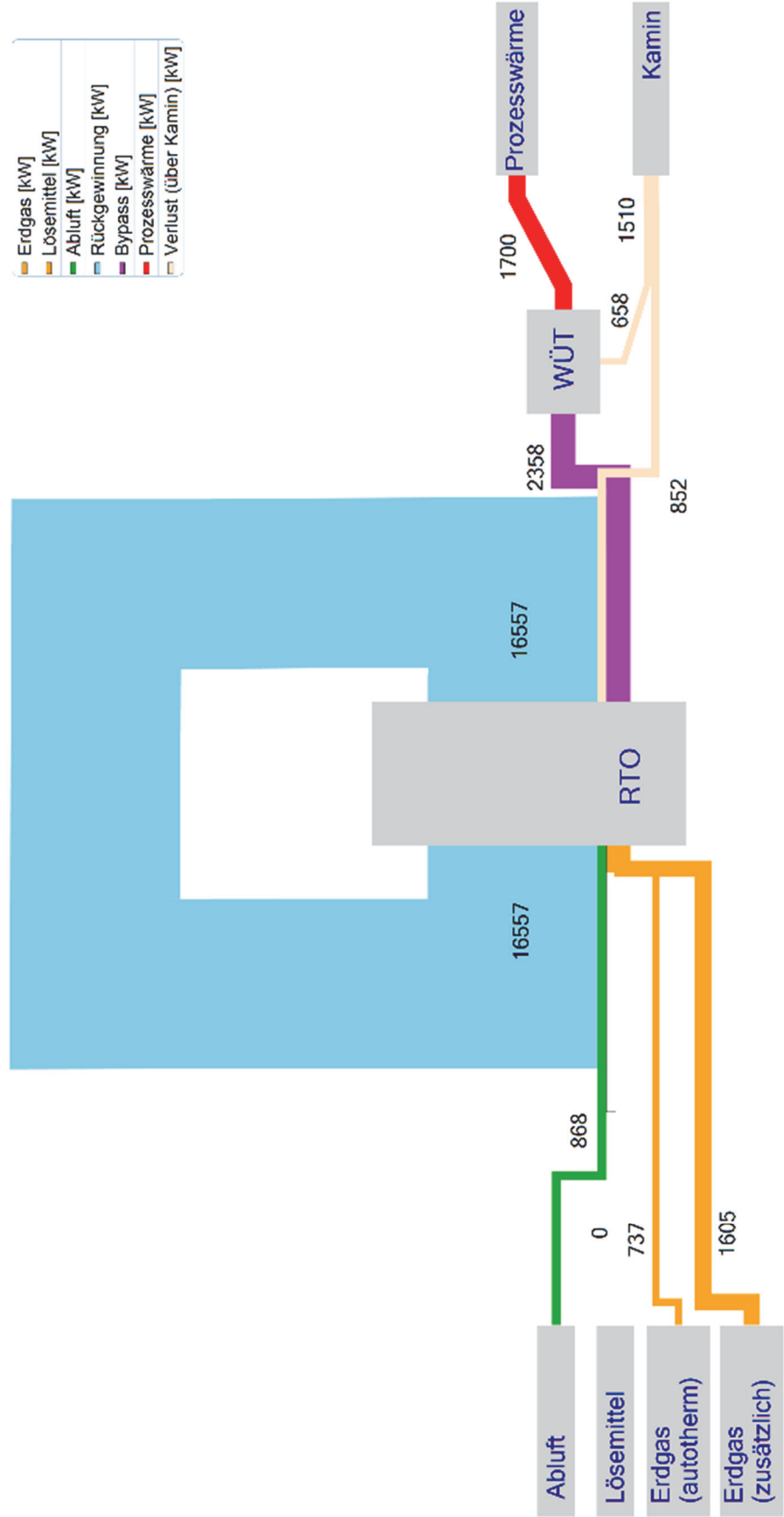
Szenario 1a

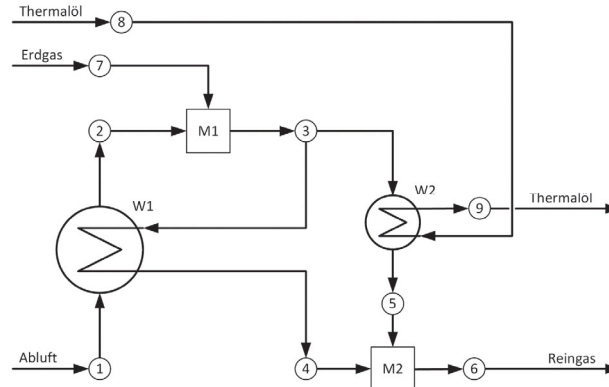


Datenblatt: Szenario 1b**1700 kW Prozesswärme (Thermalölnetz)****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	759,19
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	44,57
Vorgabe	Theta_5	[°C]	250
gesucht	Theta_6	[°C]	69,43
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	7157,4
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1193
gesucht	Q_W1	[kW]	16557
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.700
Information	i	[-]	4.566
Information	Güte der Iteration		408,1
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	17.425
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	852
	Enthalpie_H5	[kW]	658
	Enthalpie_H6	[kW]	1.510
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.605
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.342
	eta_thermisch	[-]	1,0590

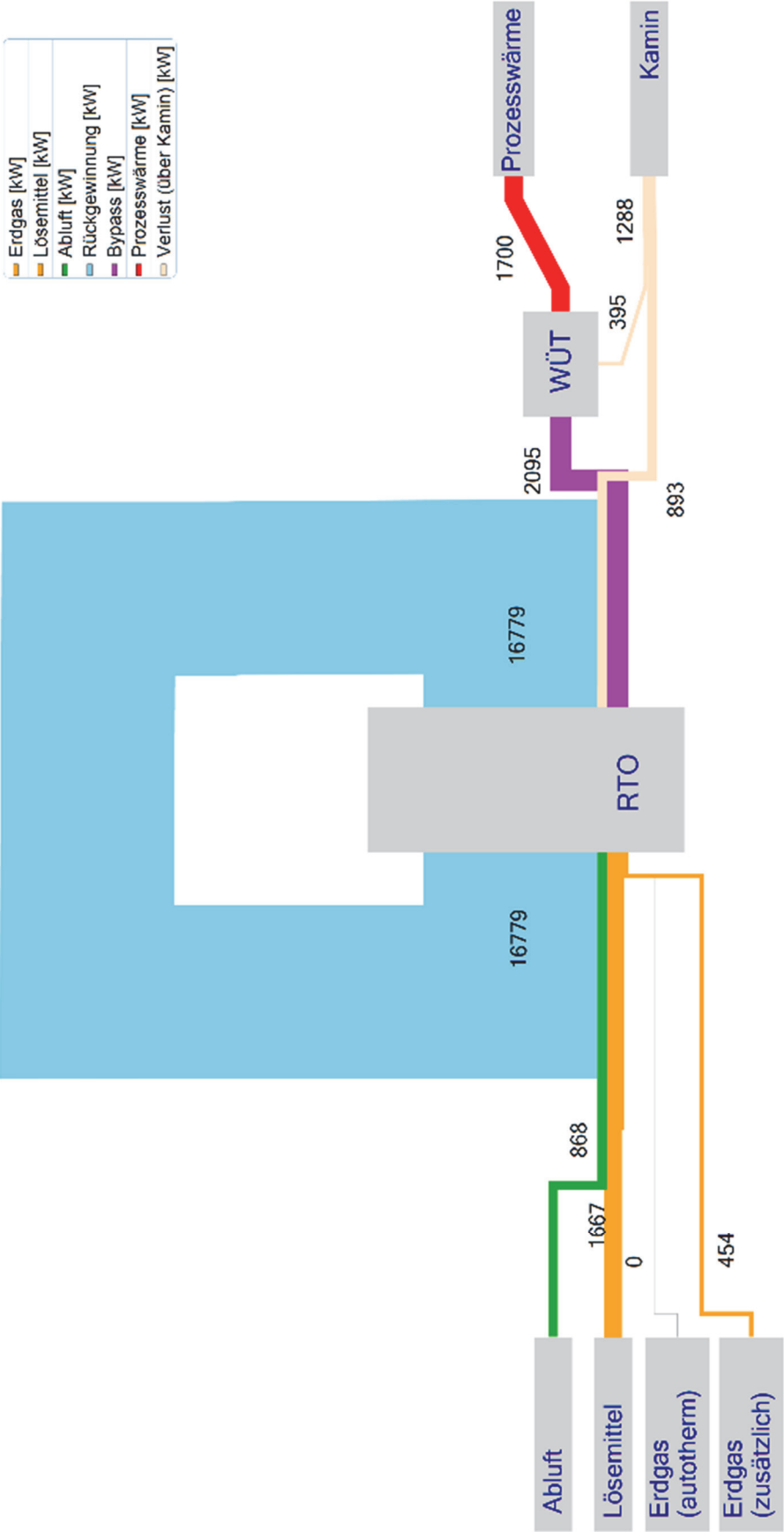
Szenario 1b

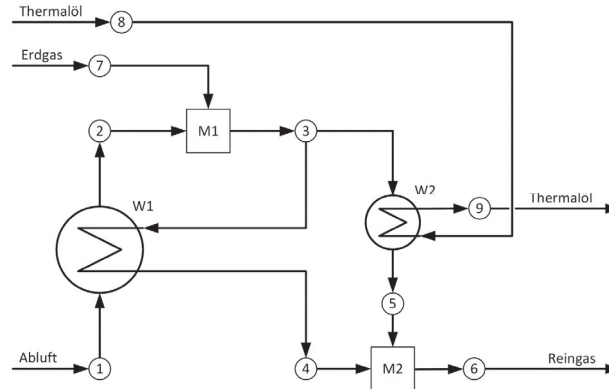


Datenblatt: Szenario 1c**1700 kW Prozesswärme (Druckwassernetz)****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	768,31
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	46,03
Vorgabe	Theta_5	[°C]	170
gesucht	Theta_6	[°C]	59,29
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	6.359,2
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1059
gesucht	Q_W1	[kW]	16779
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.700
Information	i	[-]	6.031
Information	Güte der Iteration		11,5
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	17.646
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	893
	Enthalpie_H5	[kW]	395
	Enthalpie_H6	[kW]	1.288
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.384
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.120
	eta_thermisch	[-]	1,2286

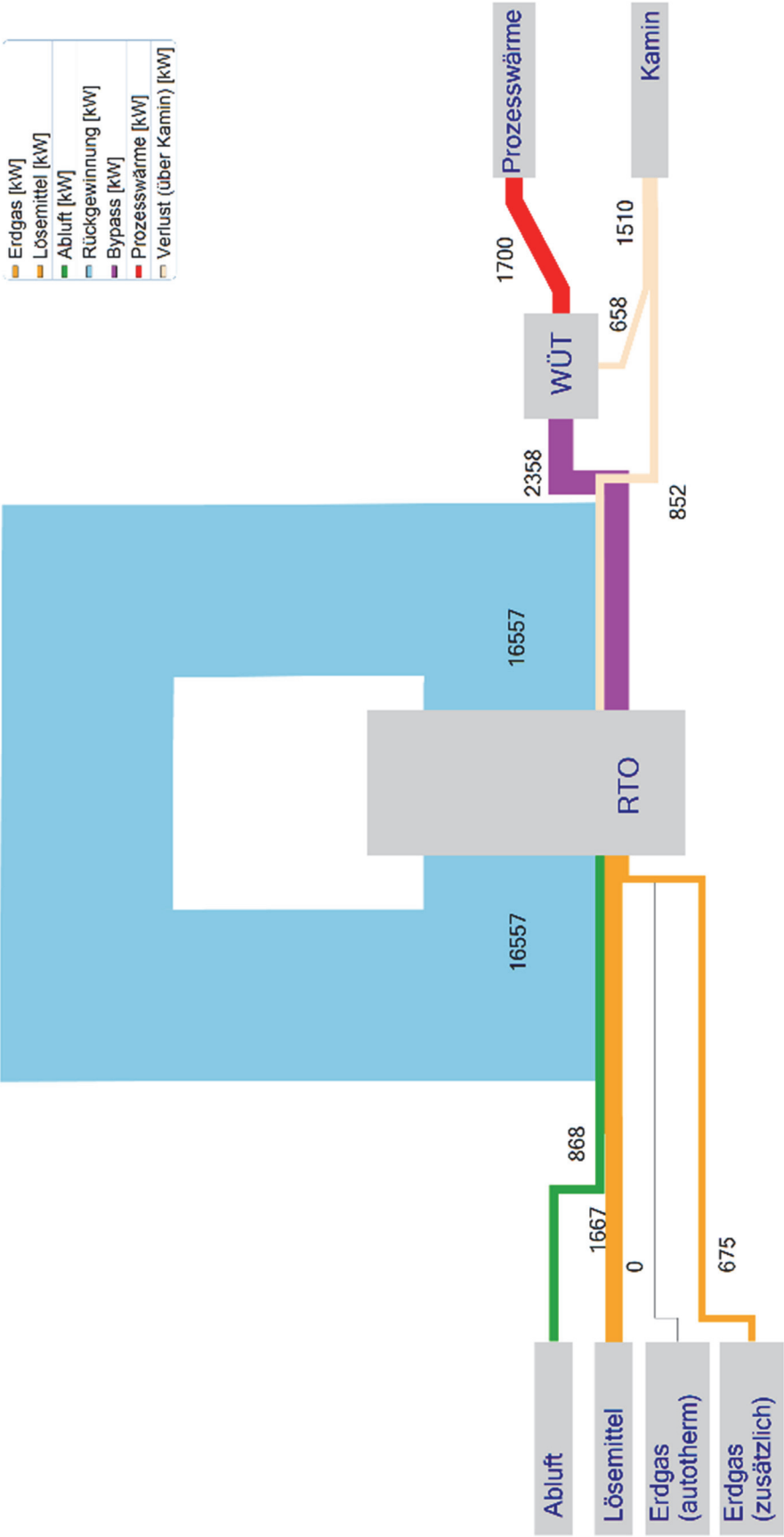
Szenario 1c

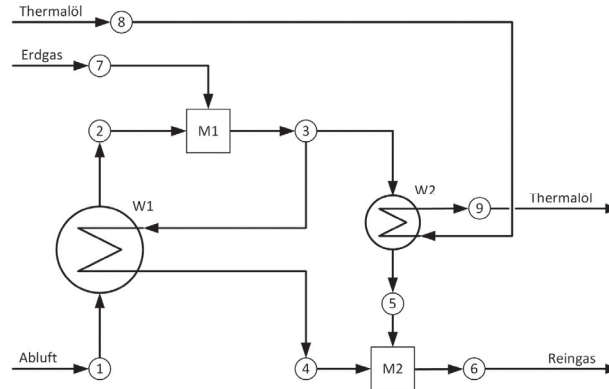


Datenblatt: Szenario 1d**1700 kW Prozesswärme (Thermalölnetz)****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	759,19
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	44,57
Vorgabe	Theta_5	[°C]	250
gesucht	Theta_6	[°C]	69,43
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	7157,4
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1193
gesucht	Q_W1	[kW]	16557
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.700
Information	i	[-]	4.566
Information	Güte der Iteration		408,1
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	17.425
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	852
	Enthalpie_H5	[kW]	658
	Enthalpie_H6	[kW]	1.510
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.605
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.342
	eta_thermisch	[-]	1,0590

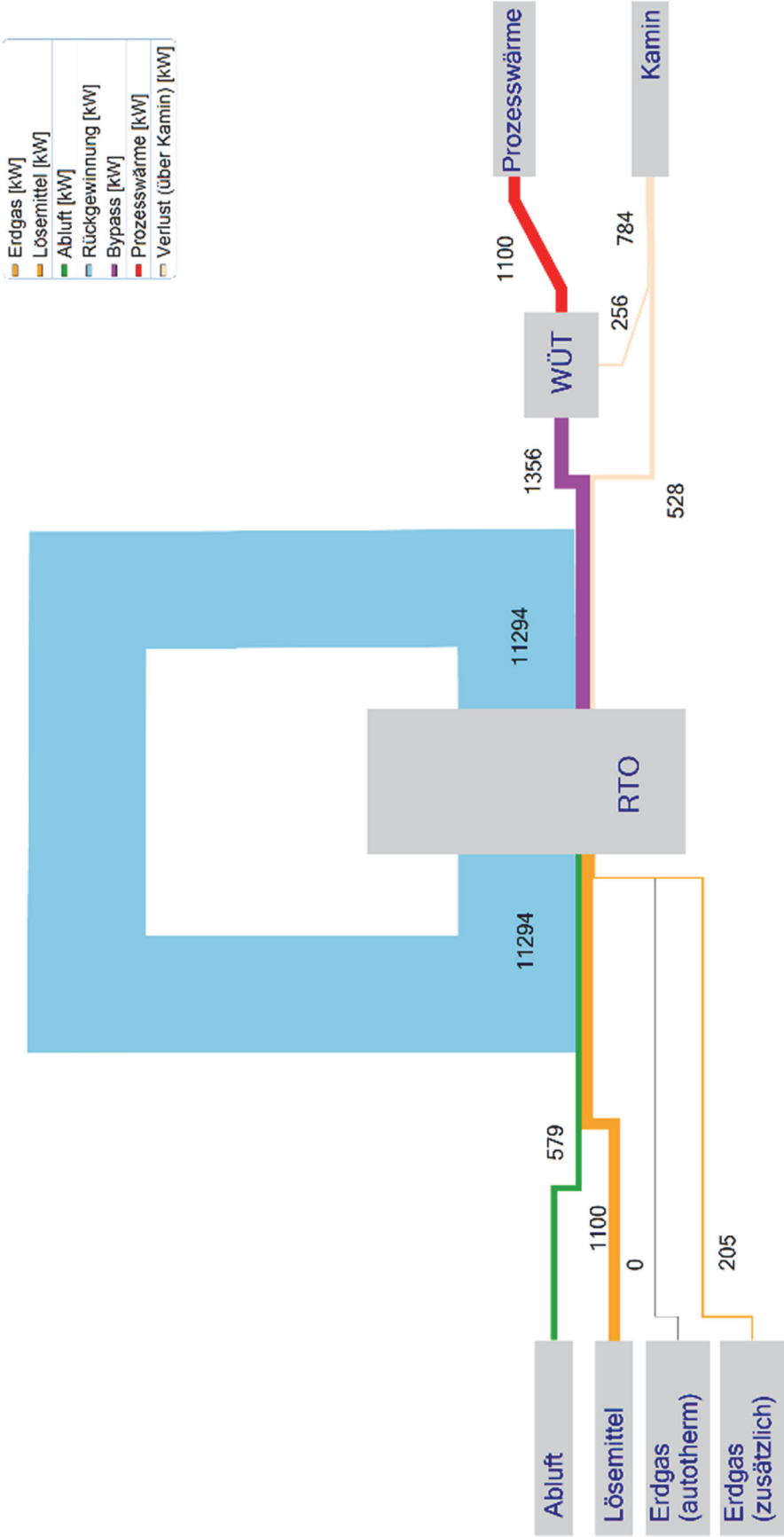
Szenario 1d

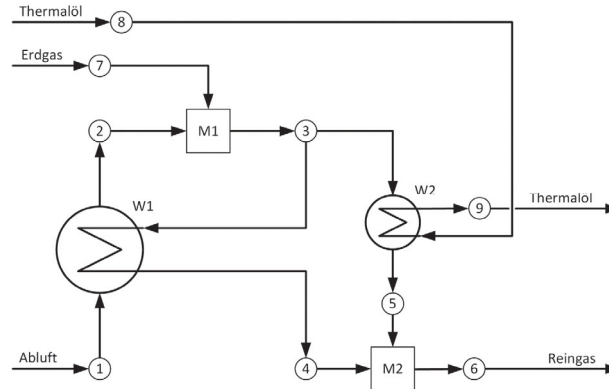


Datenblatt: Szenario 1e**1100 kW Prozesswärme (Druckwassernetz)****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	775,01
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	40,68
Vorgabe	Theta_5	[°C]	170
gesucht	Theta_6	[°C]	54,10
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	40.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	4.114,8
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1029
gesucht	Q_W1	[kW]	11.294
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.100
Information	i	[-]	676
Information	Güte der Iteration		1.472,3
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	579
	Enthalpie_H2	[kW]	11.873
	Enthalpie_H3	[kW]	13.178
	Enthalpie_H4	[kW]	528
	Enthalpie_H5	[kW]	256
	Enthalpie_H6	[kW]	783
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	830,34
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	12.774
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	404
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	901
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	1.305
	eta_thermisch	[-]	1,2209

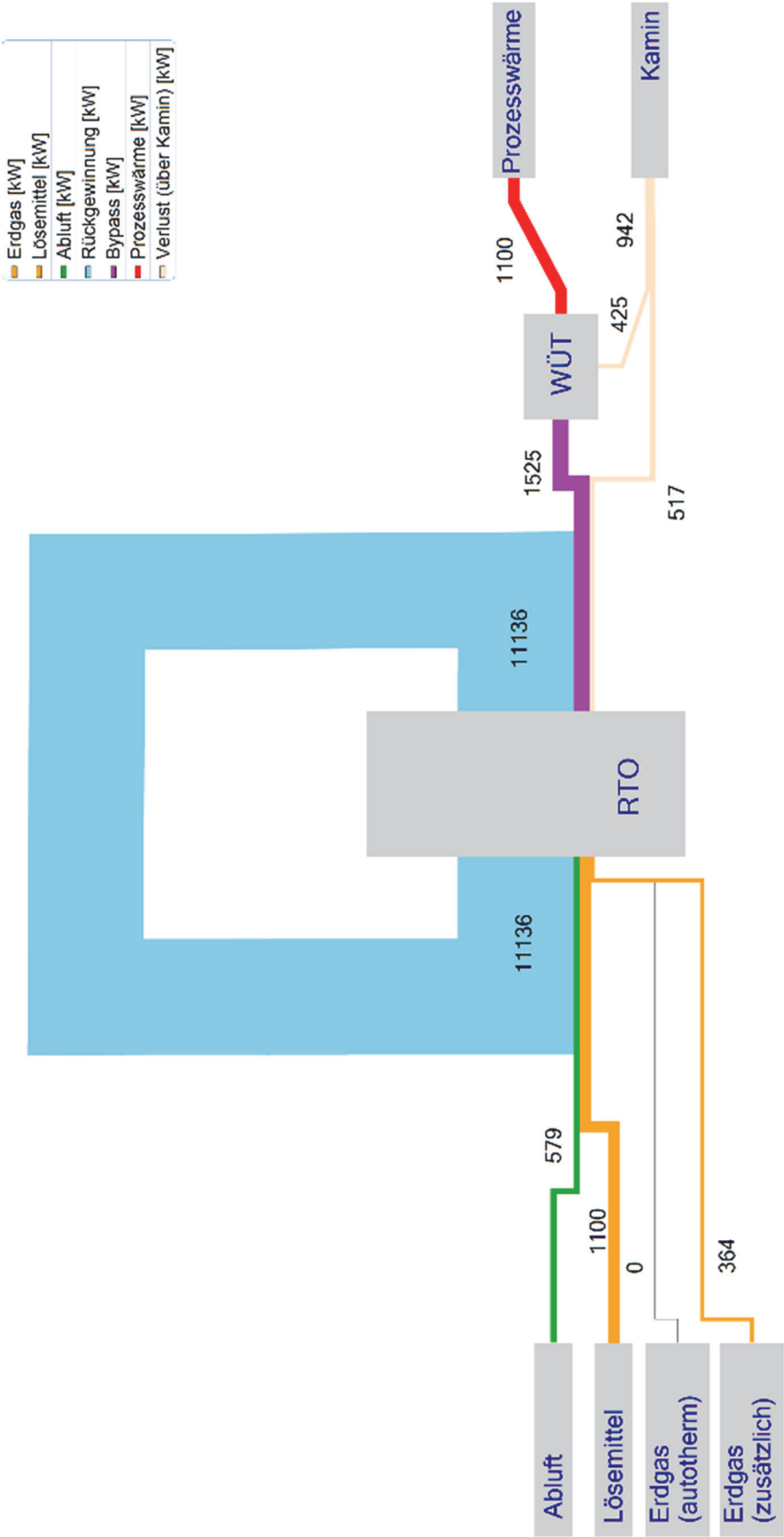
Szenario 1e

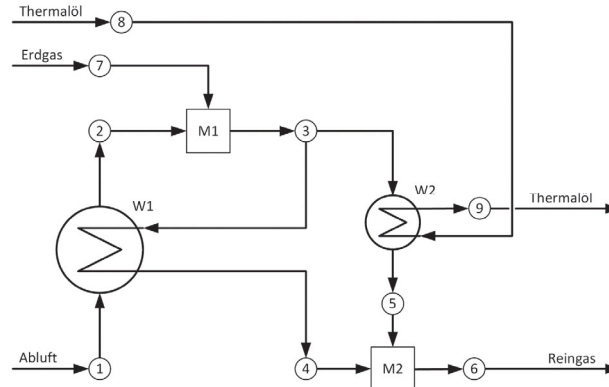


Datenblatt: Szenario 1f**1100 kW Prozesswärme (Thermalölnetz)****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	765,21
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	40,39
Vorgabe	Theta_5	[°C]	250
gesucht	Theta_6	[°C]	65,019
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	40.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	4.631,3
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1158
gesucht	Q_W1	[kW]	11.136
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.100
Information	i	[-]	391
Information	Güte der Iteration		485,8
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	579
	Enthalpie_H2	[kW]	11.714
	Enthalpie_H3	[kW]	13.178
	Enthalpie_H4	[kW]	517
	Enthalpie_H5	[kW]	426
	Enthalpie_H6	[kW]	942
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	830,34
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	12.774
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	404
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.060
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	1.464
	eta_thermisch	[-]	1,0378

Szenario 1f



Datenblatt: Szenario 2a**10.000 m³/h im heißen Bypass + CRP mit 15 bar****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	724,71
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	41,51
Vorgabe	Theta_5	[°C]	160
gesucht	Theta_6	[°C]	61,41
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	9998,9
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1667
gesucht	Q_W1	[kW]	15.722
Vorgabe	Q_W2	[kW]	2.710
Information	i	[-]	1.507
Information	Güte der Iteration		472,5
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	16.590
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	751
	Enthalpie_H5	[kW]	584
	Enthalpie_H6	[kW]	1.335
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	2.440
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	3.177
	eta_thermisch	[-]	1,1106

Berechnung des Dampfkraft- kreislaufs

(Szenario 2a)

Vorgabe:

Druck 15 [bar]

Vorgabe:

Temperatur Tur-
bine 400 [°C]

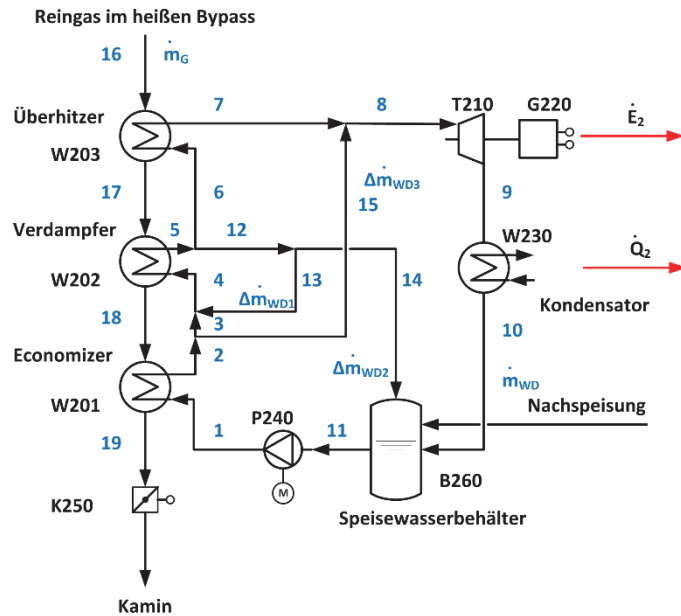
Vorgabe:

Entspannung
Turbine 0,16 [bar]

Vorgabe:

Temperatur nach
Turbine 55 [°C]

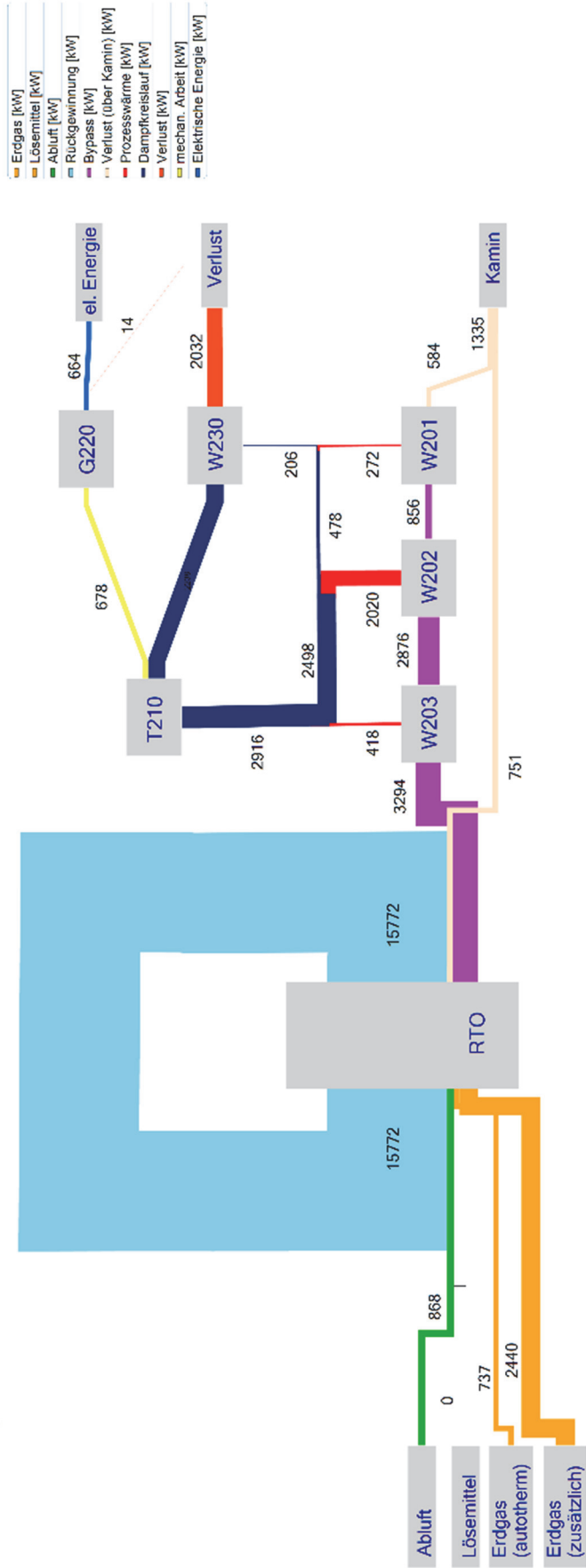
Vorgabe:

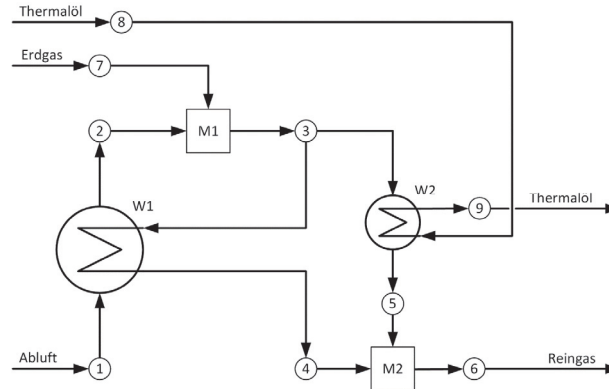
Volumen h.B. 10.000 [m³/h]

Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
m(WD)	[kg/s]	0,896	QW201 (Wasserseite)	[kW]	272
ΔmWD1	[kg/s]	0,066	Differenz	[kW]	-1,2547E-08
ΔmWD2	[kg/s]	0,077	Diff_W203	[kW]	0,3
ΔmWD3	[kg/s]	0,000	Diff_W202	[kW]	0,3
Eco Q_W201	[kW]	272,0	Diff_W201	[kW]	0,0
Verdampfer Q_W202	[kW]	2020,5	Diff_h3	[kJ/kg]	0,0
Überhitzer Q_W203	[kW]	417,8	Diff_h7	[kJ/kg]	-1,0

Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Temp_1	[°C]	103	H_1	[kW]	421,0
Temp_2	[°C]	168	H_2	[kW]	693,0
Temp_3	[°C]	168	H_3	[kW]	693,2
Temp_4	[°C]	198	H_4	[kW]	878,0
Temp_5	[°C]	198	H_5	[kW]	2899,5
Temp_6	[°C]	198	H_6	[kW]	2500,6
Temp_7	[°C]	400	H_7	[kW]	2917,6
Temp_8	[°C]	400	H_8	[kW]	2917,4
Temp_9	[°C]	55	H_9	[kW]	2329,5
Temp_10	[°C]	55	H_10	[kW]	205,9
Temp_11	[°C]	103	H_11	[kW]	421,0
Temp_12	[°C]	198	H_12	[kW]	398,9
Temp_13	[°C]	198	H_13	[kW]	184,9
Temp_14	[°C]	198	H_14	[kW]	214,0
Temp_15	[°C]	168	H_15	[kW]	-0,2
Temp_16	[°C]	855	H_16	[kW]	3294,5
Temp_17	[°C]	752	H_17	[kW]	2876,7
Temp_18	[°C]	233	H_18	[kW]	856,2
Temp_19	[°C]	160	H_19	[kW]	584,2

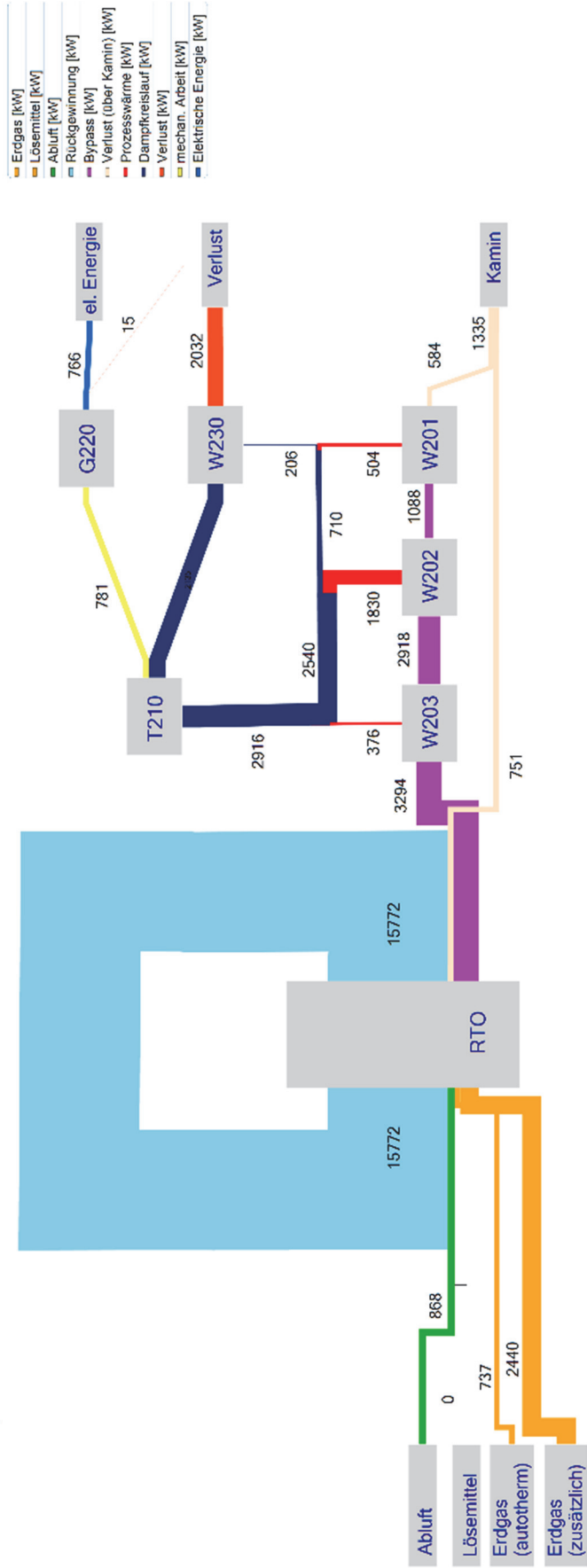
Szenario 2a DW/TÖ, 15 bar

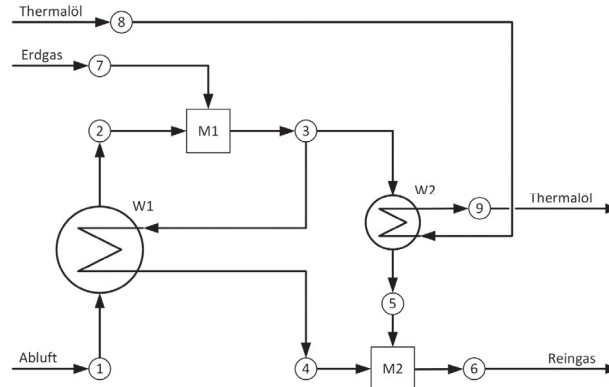


Datenblatt: Szenario 2b**10.000 m³/h im heißen Bypass + CRP mit 40 bar****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	724,71
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	41,51
Vorgabe	Theta_5	[°C]	160
gesucht	Theta_6	[°C]	61,41
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	9998,9
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1667
gesucht	Q_W1	[kW]	15.722
Vorgabe	Q_W2	[kW]	2.710
Information	i	[-]	1.507
Information	Güte der Iteration		472,5
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	16.590
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	751
	Enthalpie_H5	[kW]	584
	Enthalpie_H6	[kW]	1.335
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	2.440
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	3.177
	eta_thermisch	[-]	1,1106

Szenario 2b DW/TÖ, 40 bar



Datenblatt: Szenario 2c**10.000 m³/h im heißen Bypass + CRP mit 15 bar****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	724,71
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	41,51
Vorgabe	Theta_5	[°C]	160
gesucht	Theta_6	[°C]	61,41
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	9998,9
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1667
gesucht	Q_W1	[kW]	15.722
Vorgabe	Q_W2	[kW]	2.710
Information	i	[-]	1.507
Information	Güte der Iteration		472,5
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	16.590
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	751
	Enthalpie_H5	[kW]	584
	Enthalpie_H6	[kW]	1.335
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	2.440
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	3.177
	eta_thermisch	[-]	1,1106

Berechnung des Dampfkraft- kreislaufs

(Szenario 2c)

Vorgabe:

Druck 15 [bar]

Vorgabe:

Temperatur Tur-
bine 400 [°C]

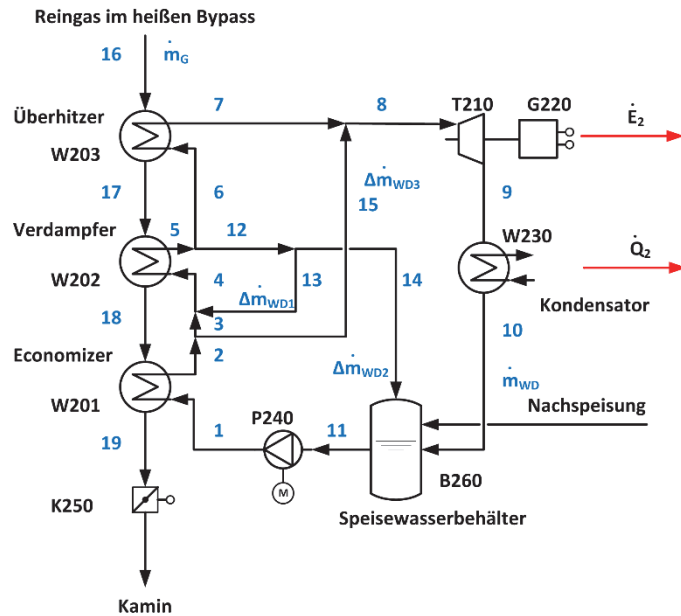
Vorgabe:

Entspannung
Turbine 0,16 [bar]

Vorgabe:

Temperatur nach
Turbine 55 [°C]

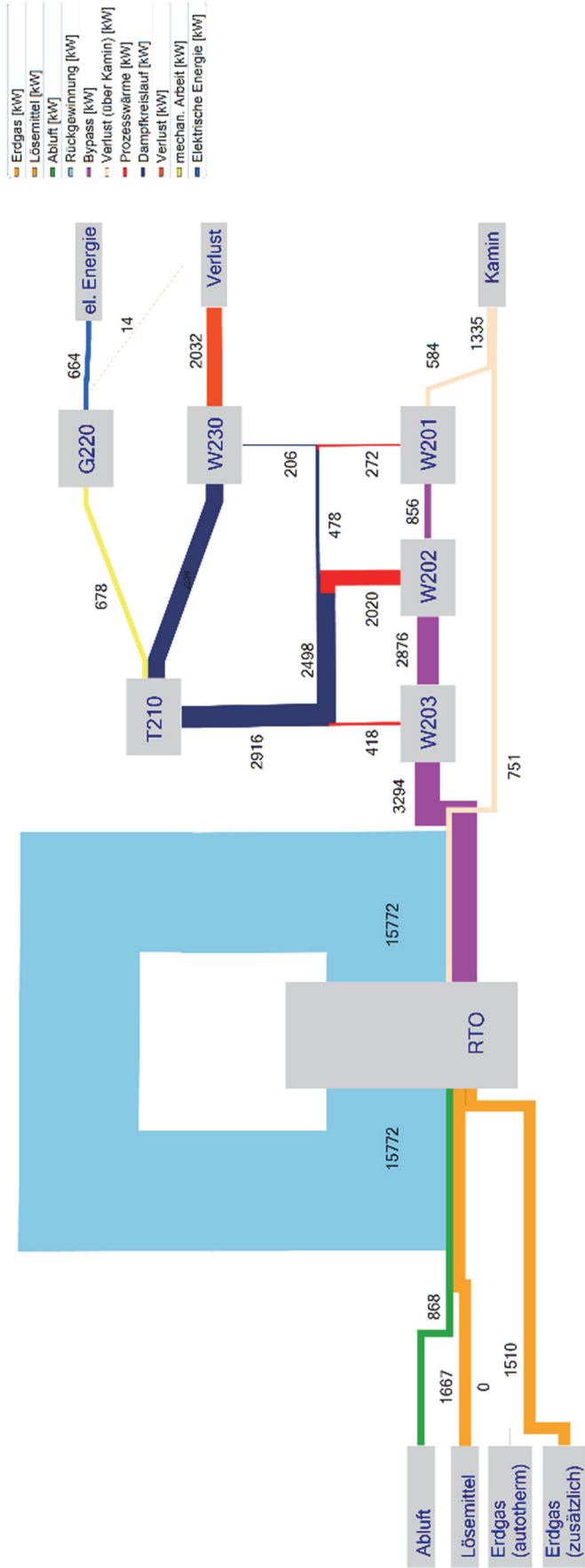
Vorgabe:

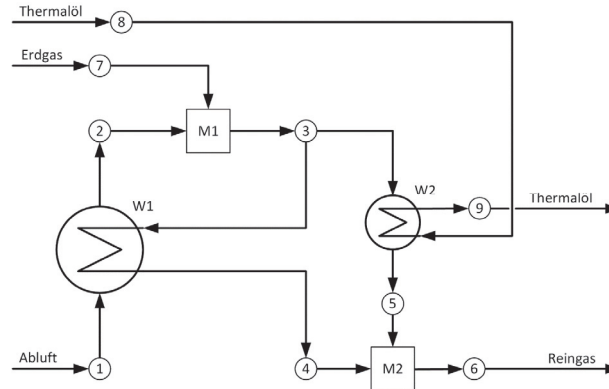
Volumen h.B. 10.000 [m³/h]

Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
m(WD)	[kg/s]	0,896	QW201 (Wasserseite)	[kW]	272
Δm_{WD1}	[kg/s]	0,066	Differenz	[kW]	-1,2547E-08
Δm_{WD2}	[kg/s]	0,077	Diff_W203	[kW]	0,3
Δm_{WD3}	[kg/s]	0,000	Diff_W202	[kW]	0,3
Eco Q_W201	[kW]	272,0	Diff_W201	[kW]	0,0
Verdampfer Q_W202	[kW]	2020,5	Diff_h3	[kJ/kg]	0,0
Überhitzer Q_W203	[kW]	417,8	Diff_h7	[kJ/kg]	-1,0

Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Temp_1	[°C]	103	H_1	[kW]	421,0
Temp_2	[°C]	168	H_2	[kW]	693,0
Temp_3	[°C]	168	H_3	[kW]	693,2
Temp_4	[°C]	198	H_4	[kW]	878,0
Temp_5	[°C]	198	H_5	[kW]	2899,5
Temp_6	[°C]	198	H_6	[kW]	2500,6
Temp_7	[°C]	400	H_7	[kW]	2917,6
Temp_8	[°C]	400	H_8	[kW]	2917,4
Temp_9	[°C]	55	H_9	[kW]	2329,5
Temp_10	[°C]	55	H_10	[kW]	205,9
Temp_11	[°C]	103	H_11	[kW]	421,0
Temp_12	[°C]	198	H_12	[kW]	398,9
Temp_13	[°C]	198	H_13	[kW]	184,9
Temp_14	[°C]	198	H_14	[kW]	214,0
Temp_15	[°C]	168	H_15	[kW]	-0,2
Temp_16	[°C]	855	H_16	[kW]	3294,5
Temp_17	[°C]	752	H_17	[kW]	2876,7
Temp_18	[°C]	233	H_18	[kW]	856,2
Temp_19	[°C]	160	H_19	[kW]	584,2

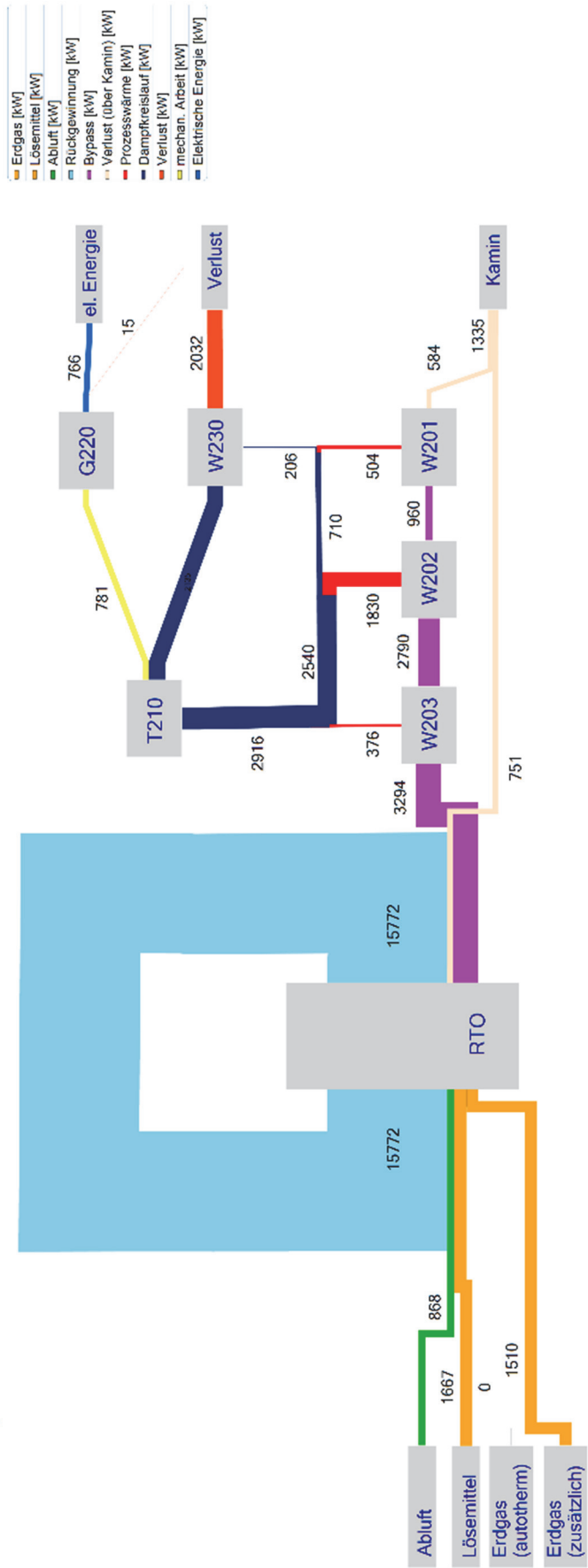
Szenario 2c DW/TÖ, 15 bar

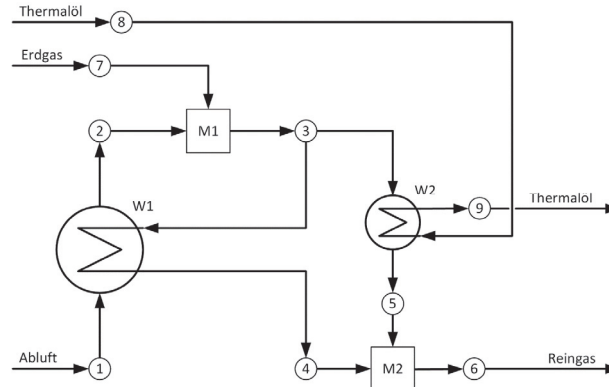


Datenblatt: Szenario 2d**10.000 m³/h im heißen Bypass + CRP mit 40 bar****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	724,71
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	41,51
Vorgabe	Theta_5	[°C]	160
gesucht	Theta_6	[°C]	61,41
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	9998,9
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1667
gesucht	Q_W1	[kW]	15.722
Vorgabe	Q_W2	[kW]	2.710
Information	i	[-]	1.507
Information	Güte der Iteration		472,5
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	16.590
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	751
	Enthalpie_H5	[kW]	584
	Enthalpie_H6	[kW]	1.335
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	2.440
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	3.177
	eta_thermisch	[-]	1,1106

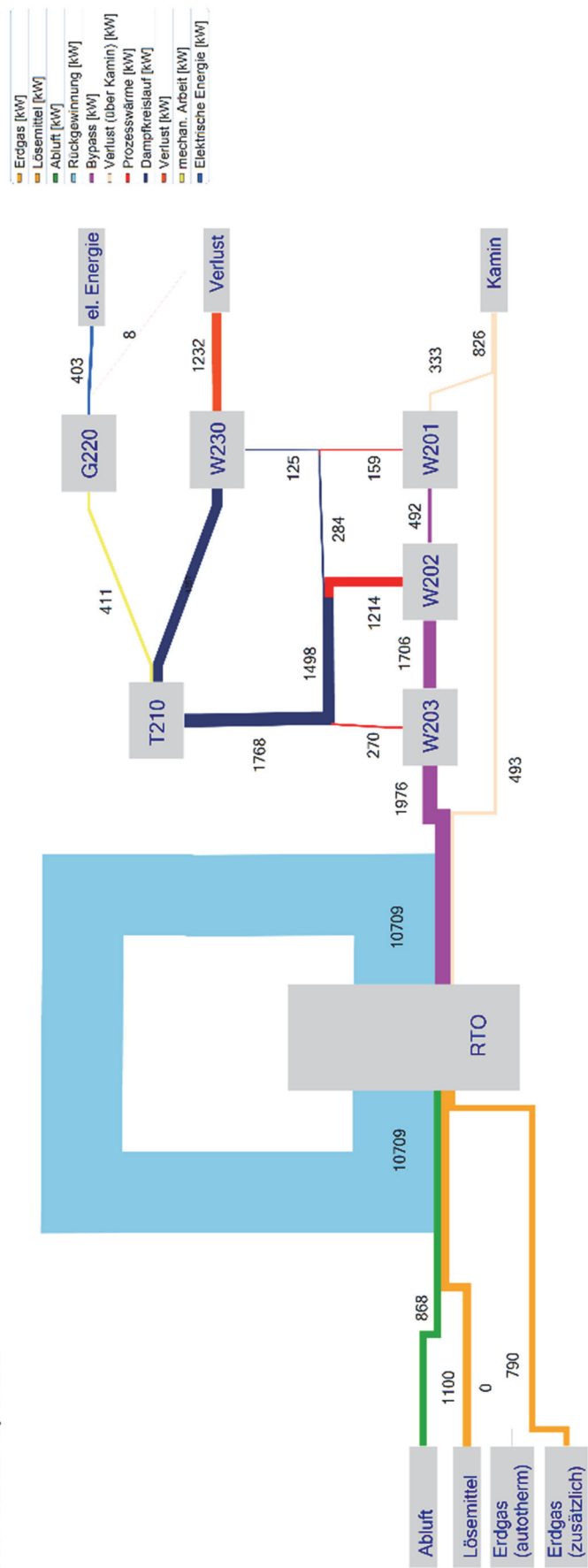
Szenario 2d DW/TÖ, 40 bar

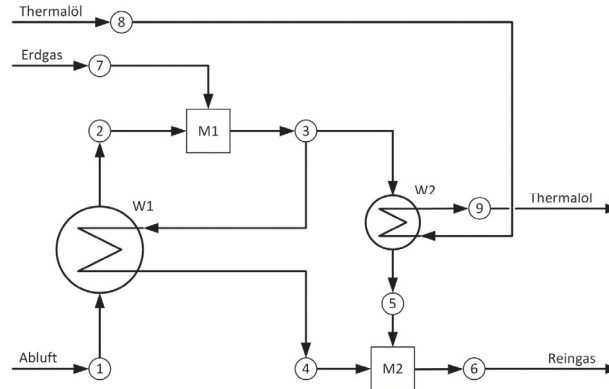


Datenblatt: Szenario 2e**6.000 m³/h im heißen Bypass + CRP mit 15 bar****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	738,86
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	40,08
Vorgabe	Theta_5	[°C]	152
gesucht	Theta_6	[°C]	56,99
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	40.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	5996,7
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1499
gesucht	Q_W1	[kW]	10.709
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.643
Information	i	[-]	81
Information	Güte der Iteration		5.341,7
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	579
	Enthalpie_H2	[kW]	11.288
	Enthalpie_H3	[kW]	13.178
	Enthalpie_H4	[kW]	493
	Enthalpie_H5	[kW]	333
	Enthalpie_H6	[kW]	825
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	830,34
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	12.774
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	404
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.486
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	1.890
	eta_thermisch	[-]	1,1057

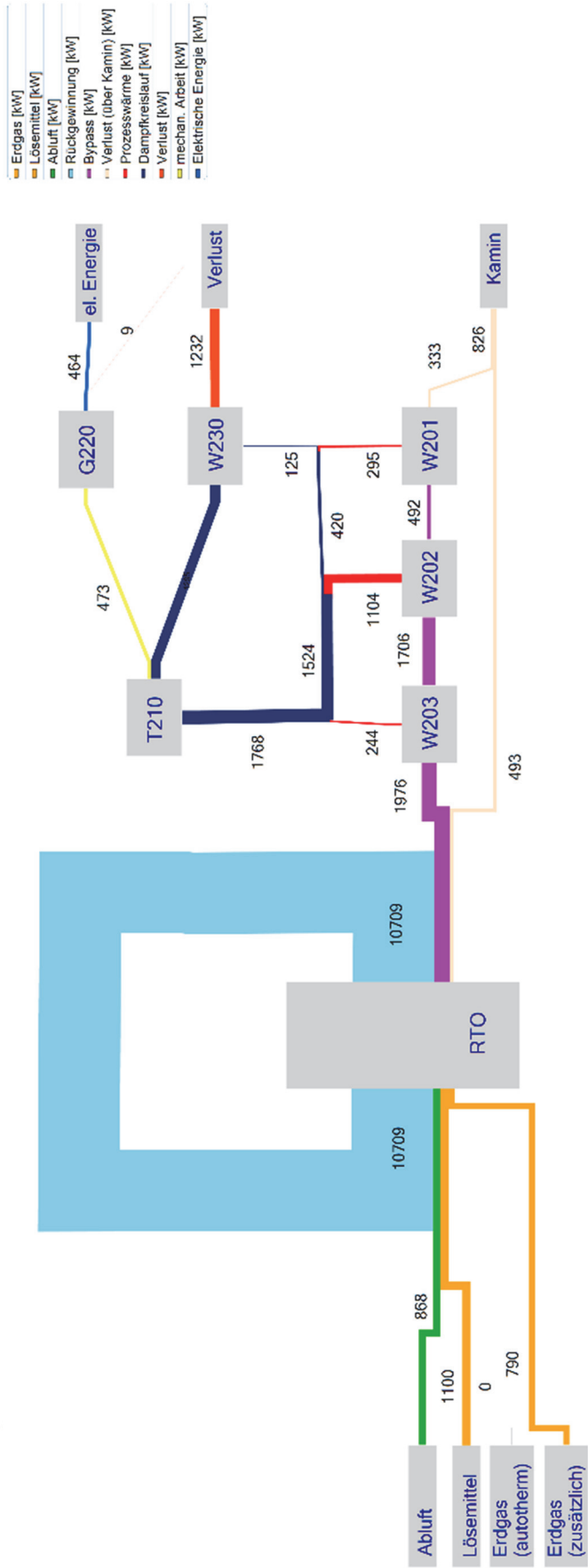
Szenario 2e DW/TÖ, 15 bar

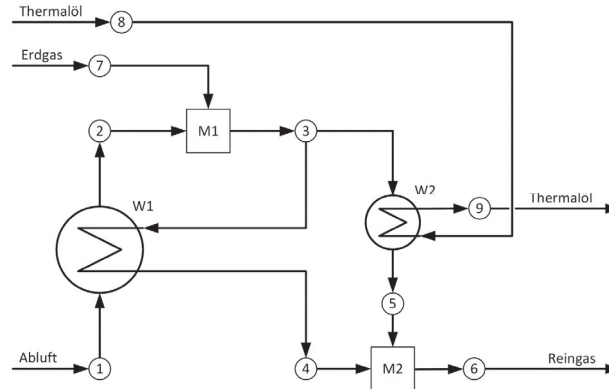


Datenblatt: Szenario 2f**6.000 m³/h im heißen Bypass + CRP mit 40 bar****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	738,79
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	40,08
Vorgabe	Theta_5	[°C]	152
gesucht	Theta_6	[°C]	57,00
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	40.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	6000,3
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1500
gesucht	Q_W1	[kW]	10.708
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.644
Information	i	[-]	81
Information	Güte der Iteration		262,6
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	579
	Enthalpie_H2	[kW]	11.287
	Enthalpie_H3	[kW]	13.178
	Enthalpie_H4	[kW]	493
	Enthalpie_H5	[kW]	333
	Enthalpie_H6	[kW]	826
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	830,34
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	12.774
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	404
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.487
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	1.891
	eta_thermisch	[-]	1,1055

Szenario 2f DW/ITÖ, 40 bar

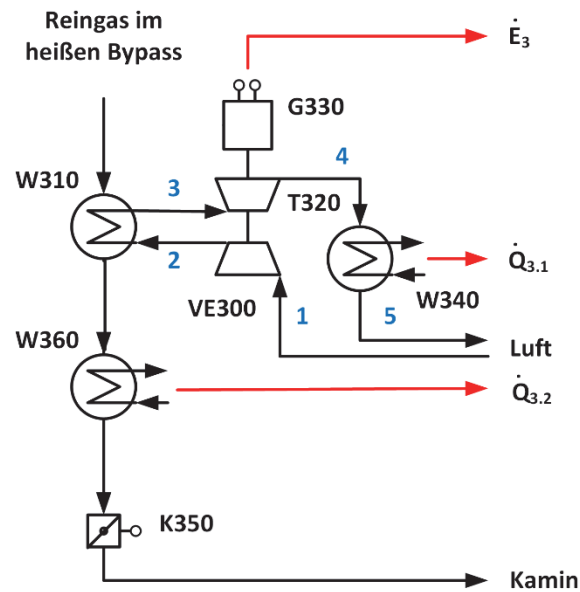


Datenblatt: Szenario 3a**10.000 m³/h im heißen Bypass + Joule-Prozess****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	768,31
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	46,03
Vorgabe	Theta_5	[°C]	170
gesucht	Theta_6	[°C]	59,29
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	6359,2
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1060
gesucht	Q_W1	[kW]	16779
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.700
Information	i	[-]	6.031
Information	Güte der Iteration		11,5
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	17.646
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	893
	Enthalpie_H5	[kW]	395
	Enthalpie_H6	[kW]	1.288
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.384
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.120
	eta_thermisch	[-]	1,2286

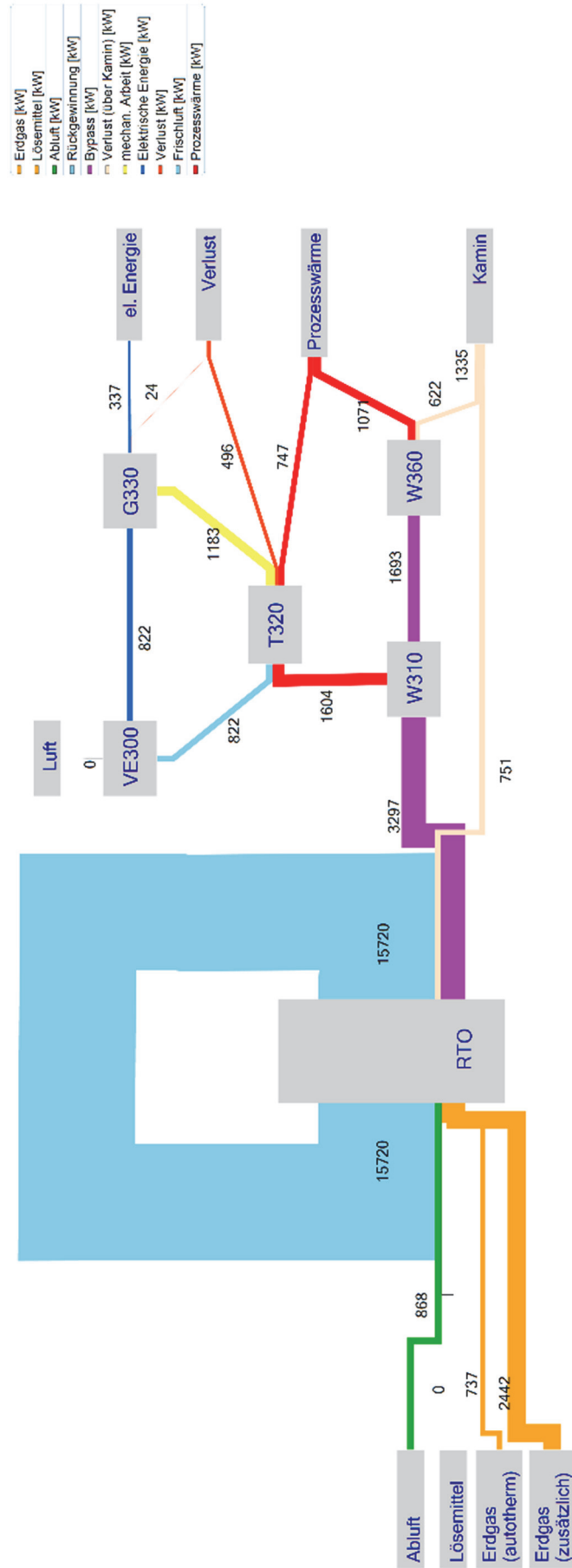
Berechnung des Joule-Prozesses

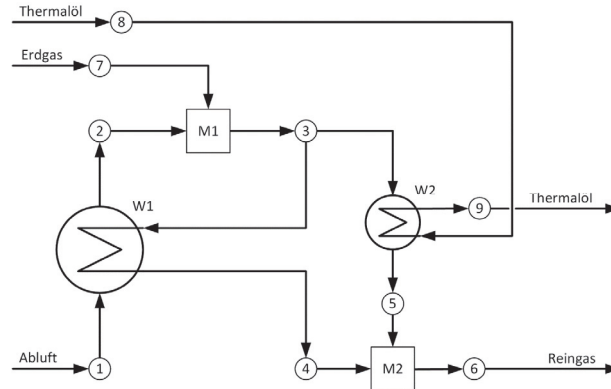
(Szenario 3a)



Interne Parameterbezeichnung	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Massenstrom_Gas	3,59	[kg/s]		
p1	1	[bar]		
p2	6	[bar]		
eta_VE300,isen	0,85	[-]		
T1	20	[°C]	293	[K]
T3	700	[°C]	973	[K]
eta_T,isen	0,85	[-]		
cp	0,994	[kJ/kgK]		
x	1,4	[-]		

Druck	T3	T2	eta_th	PtT_netto	Q_zu (W310)
[bar]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[kW]
6	700	250	0,225	360	1604

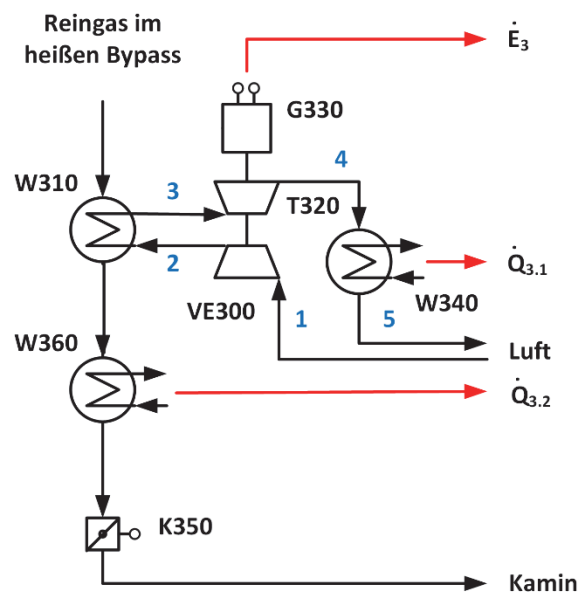


Datenblatt: Szenario 3b**10.000 m³/h im heißen Bypass + Joule-Prozess****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	759,19
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	44,57
Vorgabe	Theta_5	[°C]	250
gesucht	Theta_6	[°C]	69,43
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	7157,4
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1193
gesucht	Q_W1	[kW]	16.557
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.700
Information	i	[-]	4.566
Information	Güte der Iteration		408,1
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	17.425
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	852
	Enthalpie_H5	[kW]	658
	Enthalpie_H6	[kW]	1.510
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.605
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.342
	eta_thermisch	[-]	1,0590

Berechnung des Joule-Prozesses

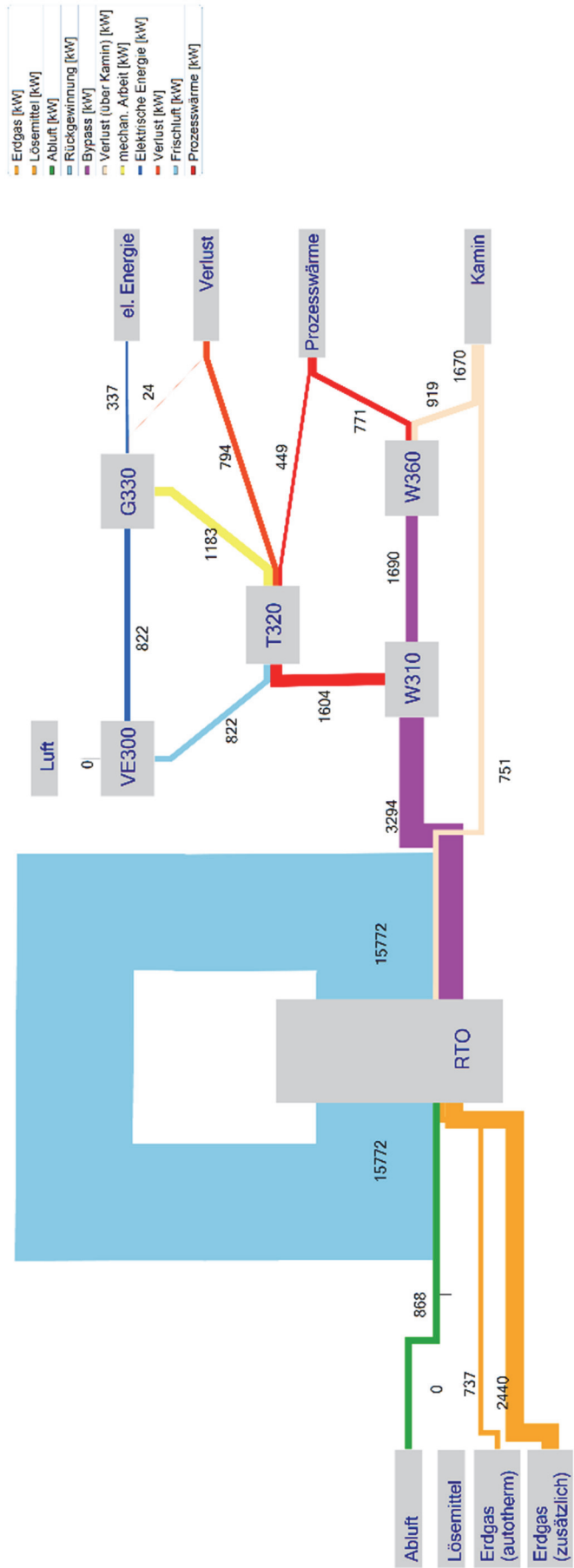
(Szenario 3b)

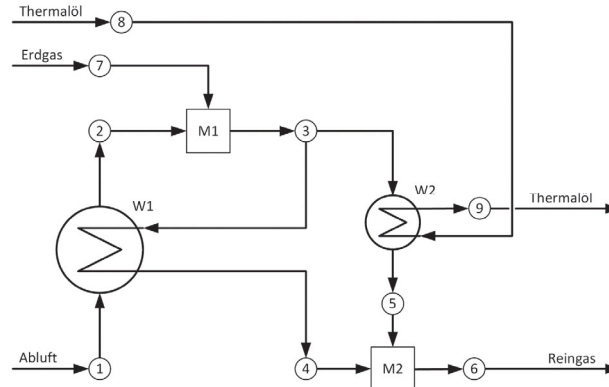


Interne Parameterbezeichnung	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Massenstrom_Gas	3,59	[kg/s]		
p1	1	[bar]		
p2	6	[bar]		
eta_VE300,isen	0,85	[-]		
T1	20	[°C]	293	[K]
T3	700	[°C]	973	[K]
eta_T,isen	0,85	[-]		
cp	0,994	[kJ/kgK]		
x	1,4	[-]		

Druck	T3	T2	eta_th	PtT_netto	Q_zu (W310)
[bar]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[kW]
6	700	250	0,225	360	1604

Szenario 3b

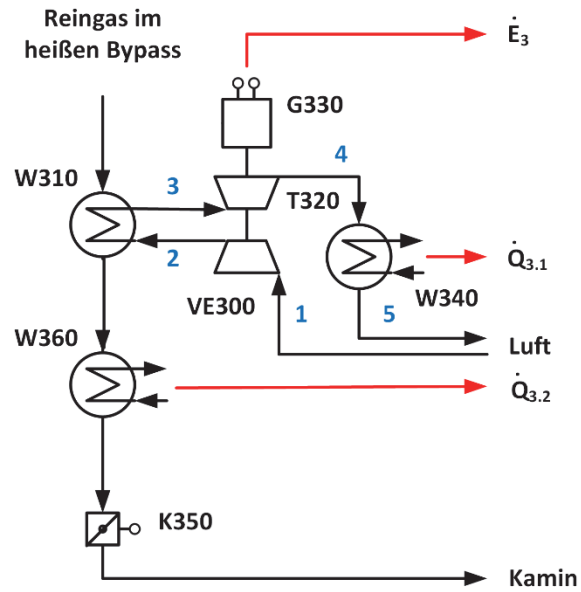


Datenblatt: Szenario 3c**10.000 m³/h im heißen Bypass + Joule-Prozess****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	768,31
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	46,03
Vorgabe	Theta_5	[°C]	170
gesucht	Theta_6	[°C]	59,29
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	6359,2
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1060
gesucht	Q_W1	[kW]	16779
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.700
Information	i	[-]	6.031
Information	Güte der Iteration		11,5
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	17.646
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	893
	Enthalpie_H5	[kW]	395
	Enthalpie_H6	[kW]	1.288
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.384
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.120
	eta_thermisch	[-]	1,2286

Berechnung des Joule-Prozesses

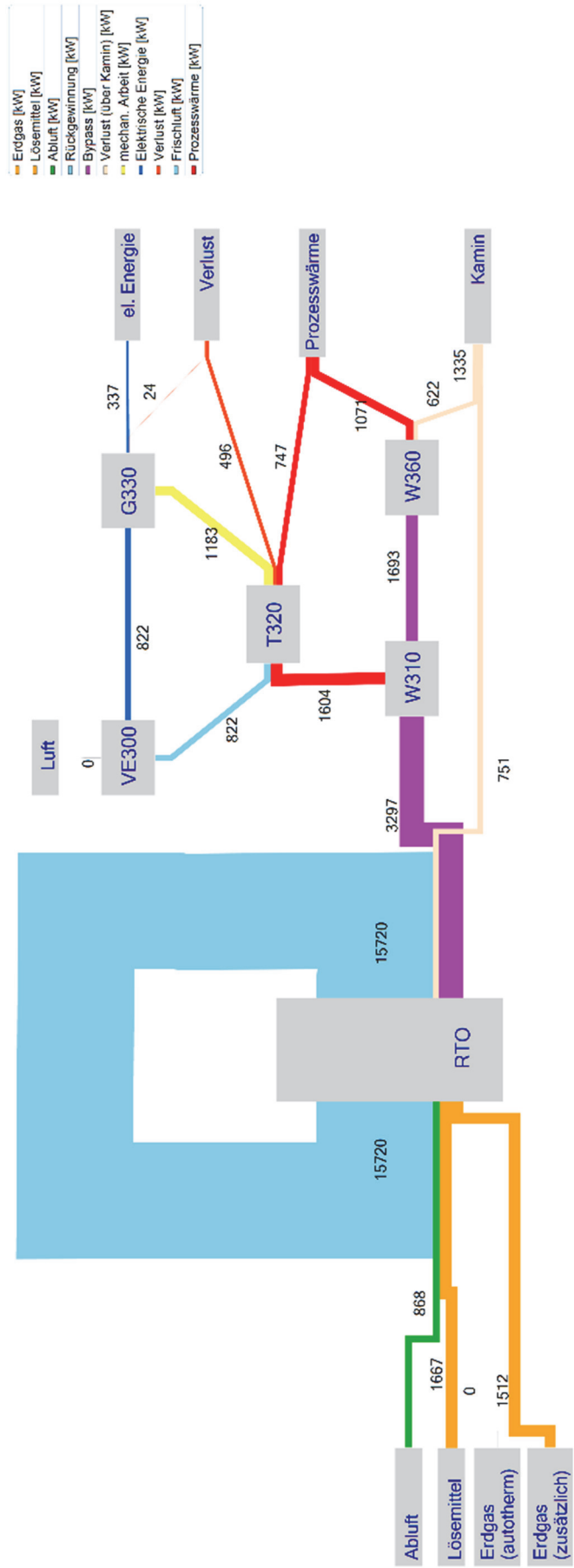
(Szenario 3c)

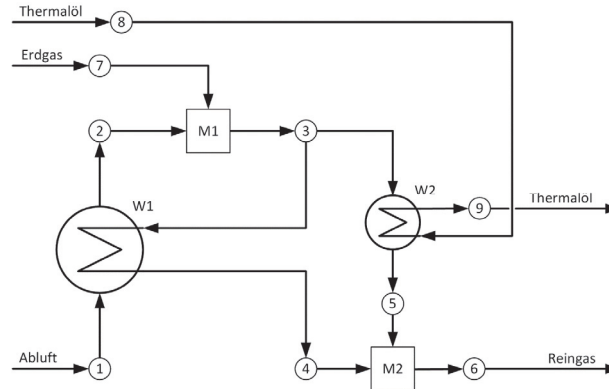


Interne Parameterbezeichnung	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Massenstrom_Gas	3,59	[kg/s]		
p1	1	[bar]		
p2	6	[bar]		
eta_VE300,isen	0,85	[-]		
T1	20	[°C]	293	[K]
T3	700	[°C]	973	[K]
eta_T,isen	0,85	[-]		
cp	0,994	[kJ/kgK]		
x	1,4	[-]		

Druck	T3	T2	eta_th	PtT_netto	Q_zu (W310)
[bar]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[kW]
6	700	250	0,225	360	1604

Szenario 3c

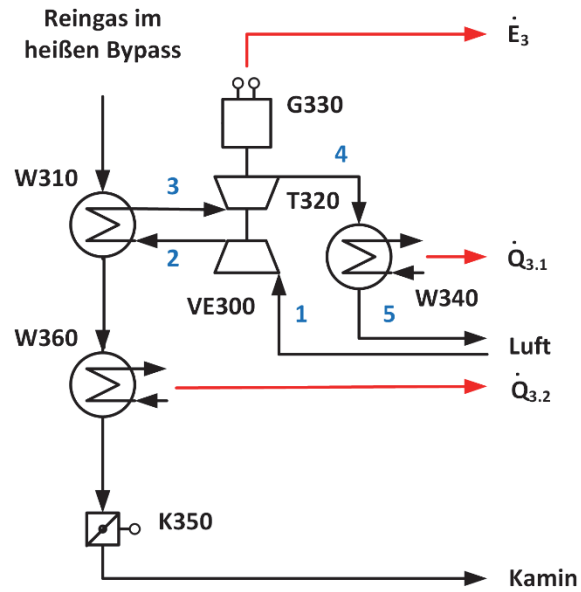


Datenblatt: Szenario 3d**10.000 m³/h im heißen Bypass + Joule-Prozess****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	759,19
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	44,57
Vorgabe	Theta_5	[°C]	250
gesucht	Theta_6	[°C]	69,43
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	60.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	7157,4
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1193
gesucht	Q_W1	[kW]	16.557
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.700
Information	i	[-]	4.566
Information	Güte der Iteration		408,1
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	868
	Enthalpie_H2	[kW]	17.425
	Enthalpie_H3	[kW]	19.767
	Enthalpie_H4	[kW]	852
	Enthalpie_H5	[kW]	658
	Enthalpie_H6	[kW]	1.510
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	825
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	19.030
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	737
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.605
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.342
	eta_thermisch	[-]	1,0590

Berechnung des Joule-Prozesses

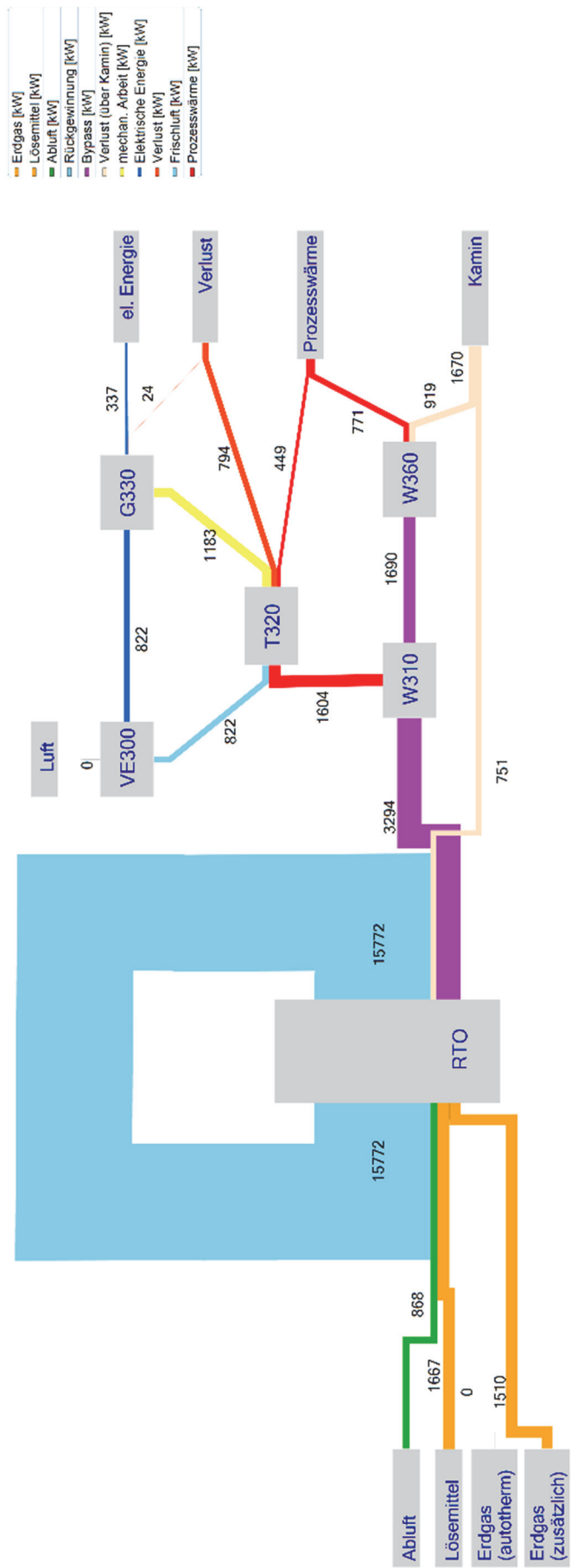
(Szenario 3d)

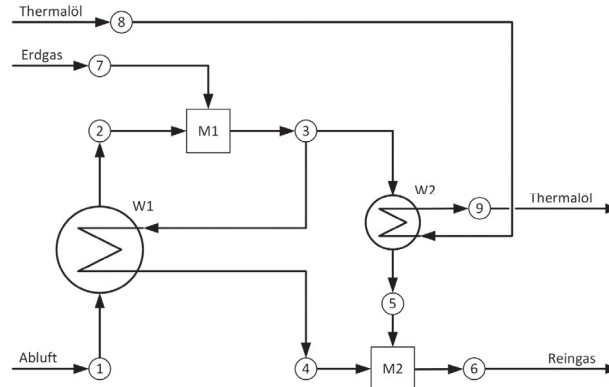


Interne Parameterbezeichnung	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Massenstrom_Gas	3,59	[kg/s]		
p1	1	[bar]		
p2	6	[bar]		
eta_VE300,isen	0,85	[-]		
T1	20	[°C]	293	[K]
T3	700	[°C]	973	[K]
eta_T,isen	0,85	[-]		
cp	0,994	[kJ/kgK]		
x	1,4	[-]		

Druck	T3	T2	eta_th	PtT_netto	Q_zu (W310)
[bar]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[kW]
6	700	250	0,225	360	1604

Szenario 3d

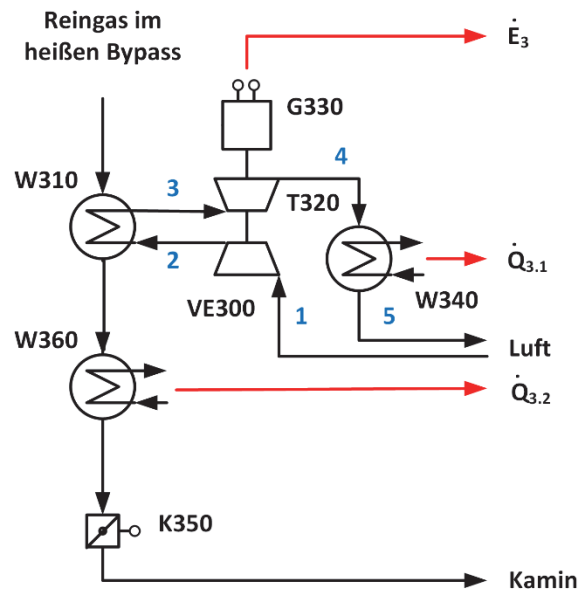


Datenblatt: Szenario 3e**6.000 m³/h im heißen Bypass + Joule-Prozess****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	725,96
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	40,04
Vorgabe	Theta_5	[°C]	170
gesucht	Theta_6	[°C]	61,86
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	40.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	6.658,5
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1665
gesucht	Q_W1	[kW]	10.502
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.780
Information	i	[-]	36
Information	Güte der Iteration		7934,7
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	579
	Enthalpie_H2	[kW]	11.080
	Enthalpie_H3	[kW]	13.178
	Enthalpie_H4	[kW]	483
	Enthalpie_H5	[kW]	414
	Enthalpie_H6	[kW]	896
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	830,34
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	12.774
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	404
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.694
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.098
	eta_thermisch	[-]	1,0509

Berechnung des Joule-Prozesses

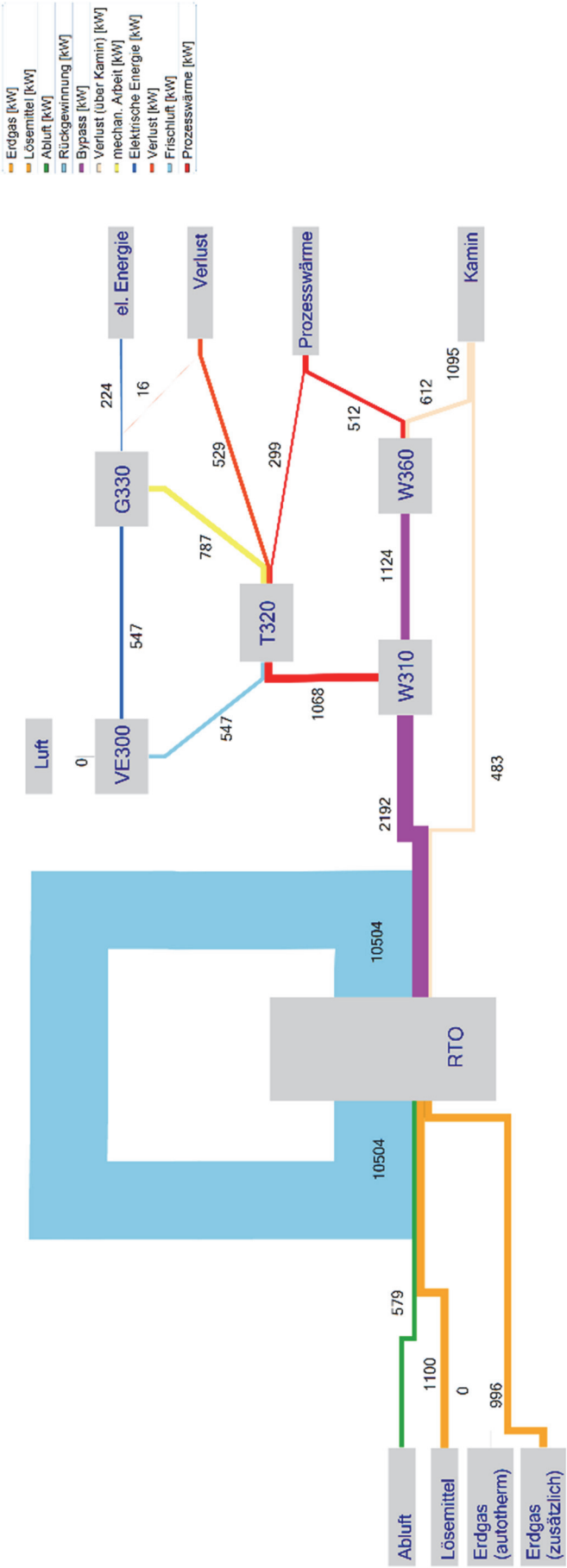
(Szenario 3e)

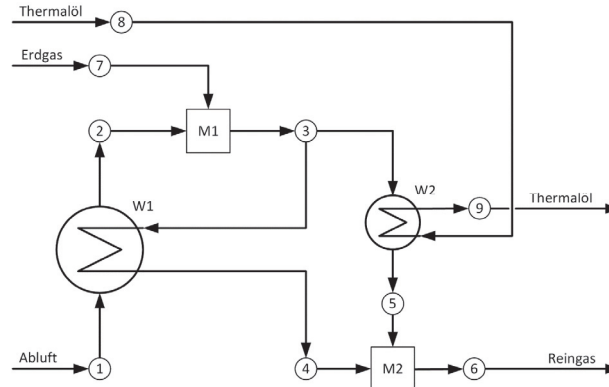


Interne Parameterbezeichnung	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Massenstrom_Gas	2,36	[kg/s]		
p1	1	[bar]		
p2	6	[bar]		
eta_VE300,isen	0,85	[-]		
T1	20	[°C]	293	[K]
T3	700	[°C]	973	[K]
eta_T,isen	0,85	[-]		
cp	0,994	[kJ/kgK]		
x	1,4	[-]		

Druck	T3	T2	eta_th	PtT_netto	Q_zu (W310)
[bar]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[kW]
6	700	250	0,225	360	1069

Szenario 3e

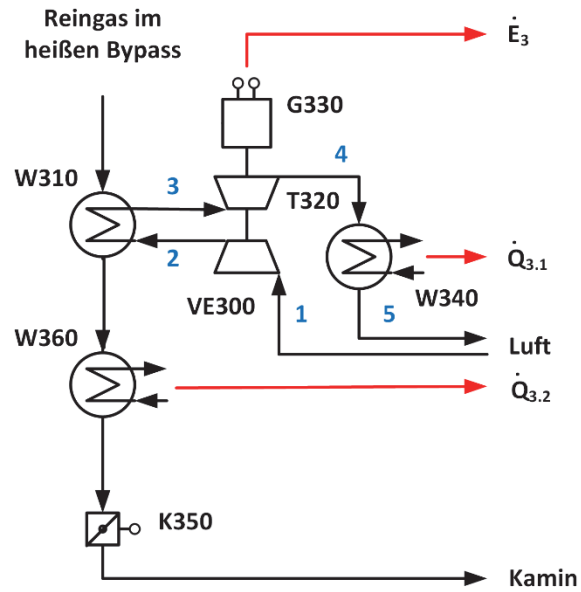


Datenblatt: Szenario 3f**6.000 m³/h im heißen Bypass + Joule-Prozess****Berechnung der RTO**

	Interne Parameterbezeichnung	Einheit	Wert
Vorgabe	Theta_1	[°C]	40
gesucht	Theta_2	[°C]	726,09
Vorgabe	Theta_3	[°C]	855
gesucht	Theta_4	[°C]	40,04
Vorgabe	Theta_5	[°C]	250
gesucht	Theta_6	[°C]	75,44
Vorgabe	Auslegung RTO	[m ³ /h]	60.000
Vorgabe	Volumen_1	[m ³ /h]	40.000
gesucht	Volumen_5	[m ³ /h]	6652,2
gesucht	Auskopplungsgrad	[%]	0,1663
gesucht	Q_W1	[kW]	10.504
Vorgabe	Q_W2	[kW]	1.580
Information	i	[-]	36
Information	Güte der Iteration		837,7
Bilanzierung	Enthalpie_H1	[kW]	579
	Enthalpie_H2	[kW]	11.082
	Enthalpie_H3	[kW]	13.178
	Enthalpie_H4	[kW]	483
	Enthalpie_H5	[kW]	612
	Enthalpie_H6	[kW]	1.094
Weitere Größen	Theta_2_autotherm	[°C]	830,34
	Ausgabe_H_autotherm	[kW]	12.774
	Erdgasäquivalent bis autotherm	[kW]	404
	Erdgasäquivalent für Zufeuerung	[kW]	1.692
	Erdgasäquivalent insgesamt	[kW]	2.096
	eta_thermisch	[-]	0,9339

Berechnung des Joule-Prozesses

(Szenario 3f)



Interne Parameterbezeichnung	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Massenstrom_Gas	2,36	[kg/s]		
p1	1	[bar]		
p2	6	[bar]		
eta_VE300,isen	0,85	[-]		
T1	20	[°C]	293	[K]
T3	700	[°C]	973	[K]
eta_T,isen	0,85	[-]		
cp	0,994	[kJ/kgK]		
x	1,4	[-]		

Druck	T3	T2	eta_th	PtT_netto	Q_zu (W310)
[bar]	[°C]	[°C]	[-]	[kW]	[kW]
6	700	250	0,225	360	1069

Szenario 3f

